

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

TALITA SAUTER POSSAMAI

ANÁLISE TÉRMICA E MODELAGEM NUMÉRICA DE UM
FORNO DE FUSÃO DE MATERIAL VÍTREO A GÁS NATURAL

Florianópolis, Março de 2014

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE TÉRMICA E MODELAGEM NUMÉRICA DE UM
FORNO DE FUSÃO DE MATERIAL VÍTREO A GÁS NATURAL

Tese submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

para obtenção de grau de

DOUTOR EM ENGENHARIA MECÂNICA

TALITA SAUTER POSSAMAI

Florianópolis, Março de 2014

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Possamai, Talita Sauter

Análise térmica e modelagem numérica de um forno de
fusão de material vítreo a gás natural / Talita Sauter
Possamai ; orientador, Vicente de Paulo Nicolau -
Florianópolis, SC, 2014.
156 p.

Tese (doutorado) - Universidade Federal de Santa
Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. Transferência de calor. 3.
Forno industrial de fusão. 4. Modelagem numérica. I.
Nicolau, Vicente de Paulo. II. Universidade Federal de
Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia
Mecânica. III. Título.

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
MECÂNICA

ANÁLISE TÉRMICA E MODELAGEM NUMÉRICA DE UM
FORNO DE FUSÃO DE MATERIAL VÍTREO A GÁS NATURAL

TALITA SAUTER POSSAMAI

Esta tese foi julgada adequada para a obtenção do título de
DOUTOR EM ENGENHARIA
ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA
sendo aprovada em sua forma final.

Vicente de Paulo Nicolau, Dr. - Orientador

Armando Albertazzi Gonçalves Junior, Dr. Eng - Coordenador do
Curso

BANCA EXAMINADORA

Vicente de Paulo Nicolau, Dr. - Presidente

Amir Antônio Martins Oliveira Junior, Ph.D.
Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC

Francis Henrique Ramos França, Ph.D - Relator
Universidade Federal do Rio Grande do Sul - UFRGS

Jader Riso Barbosa Junior, Ph.D
Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC

Luis Mauro Moura, Dr.
Pontífica Universidade Católica do Paraná - PUC-PR

Antonio Pedro Novaes de Oliveira, Dr.
Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC

Agradecimentos

Agradeço ao PRH09 - MECPETRO, à ANP e à SCGás pelo suporte financeiro e apoio a pesquisa.

Agradeço ao Prof. Vicente de Paulo Nicolau pela orientação, apoio e pelo exemplo como professor e pesquisador.

Agradeço à UFSC , aos seus profissionais e colaboradores, pelas oportunidades oferecidas, em especial ao departamento de Engenharia Mecânica.

Agradeço aos professores participantes da banca pelas sugestões, críticas e contribuição final que deram ao trabalho.

Agradeço a Manchester Química do Brasil pela disponibilização do equipamento e experiência que possibilitaram o desenvolvimento deste trabalho.

Agradeço também a todos os colegas do LabCET pelo companheirismo.

Agradeço em especial ao meu companheiro de equipe, Renato Oba, pela contribuição em todos os trabalhos, e é claro, a meus pais, irmãos e Yuki.

Sumário

Lista de figuras	xiii
Lista de tabelas	xix
Lista de símbolos.....	xxi
Resumo.....	xxvii
Abstract	xxix
1 Introdução	1
1.1 Importância da eficiência energética na indústria de fusão de materiais vítreos	1
1.2 Fornos de fusão	4
1.3 Fornos de fusão na indústria cerâmica	9
1.4 Metodologia de análise empregada	11
1.5 Objetivos e organização do documento.....	13
2 Formulação do problema e teoria.....	15
2.1 Teoria fundamental	15
2.1.1 O silicato de sódio	15
2.1.2 Processo de fabricação de silicato de sódio	18
2.1.3 Liberação de gases	18
2.1.4 Combustão em fornos de fusão.....	21
2.1.5 Radiação em fornos de fusão	23
2.1.6 Radiação em material vítreo	28
2.1.7 Cálculo das propriedades radiativas dos gases	33
2.2 Trabalhos anteriores	34
2.3 Descrição do forno analisado	36
3 Equacionamento	41
3.1 Equações básicas da conservação.....	41
3.1.1 Continuidade.....	41
3.1.2 Conservação da quantidade de movimento linear.....	42
3.1.3 Conservação da energia	42
3.1.4 Conservação das espécies químicas.....	43
3.1.5 Equação de estado – gás ideal.....	44
3.2 Equacionamento final	44
3.2.1 Média de Reynolds e Favre	44
3.2.2 Equações da Conservação Média de Reynolds e Favre	49
3.2.3 Modelo $k - \varepsilon$	52
3.2.4 Modelo de combustão: Eddy Dissipation Model - EDM.....	53
3.2.5 Modelo de radiação: Discrete Transfer Radiative Model - DTRM.....	54
3.2.6 Modelo de tratamento das propriedades radiativas dos gases..	56

3.2.7 Modelo de liberação de gases do banho	59
3.2.8 Modelo de resolução e detalhes numéricos	60
3.2.7.1 Discretização das equações e esquemas numéricos	61
4 Análise experimental do forno	63
4.1. Metodologia experimental	63
4.1.1 Vazão de combustível e comburente	64
4.1.1.1. Vazão de combustível	64
4.1.1.2. Vazão de comburente	65
4.1.2. Temperatura do comburente e dos gases da combustão	68
4.1.3. Composição dos gases da combustão	68
4.1.4. Temperatura das superfícies	68
4.1.4.1. Estimativa da emissividade	69
4.1.4.2. Temperatura aparente refletida	72
4.1.4.3. Temperatura de saída do produto	73
4.1.5. Fluxos de massa e de energia	73
4.2. Resultados	75
4.2.1. Variáveis medidas	75
4.2.2. Balanço de energia final	82
4.3 Conclusões da análise experimental	83
5 Modelo numérico	85
5.1 Descrição do modelo	85
5.1.1 Geometria	85
5.1.2 Propriedades dos domínios	88
5.1.3 Condições de contorno	88
5.1.3.1 Meio fluido - Gases dentro do forno	88
5.1.3.2 Banho sólido	93
5.2 Casos simulados	96
5.3 Malha	97
5.3.1 Independência de malha	97
5.4 Análise da influência de parâmetros prescritos no modelo de liberação de gases pelo banho	98
6 Resultados numéricos	101
6.1 Validação dos modelos - Comparação das variáveis medidas	101
6.1.1 Temperatura dos gases na saída do forno	101
6.1.2 Temperatura de saída do banho	103
6.2 Validação dos modelos - Comparação das taxas de saída de energia do forno	104
6.2.1 Taxa de energia perdida pelas paredes para o ambiente	104
6.2.2 Taxa de energia carregada pelos gases da chaminé	105
6.2.3 Taxa de energia carregada pelo banho na saída do forno	106
6.3 Resumo e conclusão dos resultados da validação	107

6.4 Análise dos resultados numéricos	109
6.4.1 Aumento da concentração de CO ₂ na cavidade do forno.....	110
6.4.2 Temperatura e fluxo de energia na interface banho - gases...	113
6.4.3 Demais temperaturas na cavidade.....	116
6.5 Aplicação do modelo para estudo da eficiência energética no forno	117
6.5.1 Inclinação do queimador.....	117
6.5.2 Posição do queimador e da saída para a chaminé	120
7 Conclusão.....	123
7.1 Conclusões gerais.....	123
7.2 Recomendações de trabalhos futuros	125
Referências.....	127
Anexo A - Propriedades do banho e paredes refratárias	137
A.1. Banho.....	137
A.1.1. Calor específico.....	137
A.1.2. Calor latente e energia de reação.....	137
A.1.3. Viscosidade dinâmica e densidade	139
A.1.4. Condutividade térmica efetiva.....	139
A.2. Paredes refratárias e isolante externo.....	141
Anexo B - Incerteza de medição	145
B.1. Teoria.....	145
B.1.1. Estimativa da incerteza padrão.....	145
B.1.1.1 Tipo A.....	145
B.1.1.2 Tipo B.....	146
B.1.1.3. Combinação de efeitos.....	147
B.2. Estimativa das incertezas expandidas nas medições realizadas... ..	148
B.2.1. Temperaturas.....	148
B.2.2. Vazões.....	150
B.2.3. Composição dos gases na chaminé	150
B.2.4. Análise de sensibilidade das medições com a câmera infravermelha.....	150
B.2.5. Cálculo da incerteza na estimativa nas taxas de energia para o balanço de energia	156

Lista de figuras

Figura 1. 1 - Consumo de energia final nos setores industriais no mundo no período de 1971 a 2004. Adaptado de IEA (2007).....	2
Figura 1. 2 - Consumo de energia final nos setores industriais no Brasil no período de 2003 a 2012. Adaptado de BEN (2013).	2
Figura 1. 3 - Esquema de um forno de indução para a fusão de metais. .	6
Figura 1. 4 - Esquema de um forno de arco elétrico indireto para a fusão de metais.....	6
Figura 1. 5 - Esquema de montagem de um alto-forno com a utilização de coque para produção de ferro-gusa.....	7
Figura 1. 6 - Esquema de funcionamento de um forno de cadinho (a) e esquema externo de um forno de cadinho para produção de cristais (b).	8
Figura 1. 7 - Esquema de um forno de produção de vidro operando com queimadores a gás natural. Adaptado de Baukal (2000).	9
Figura 1. 8 - Forno de fusão de cristais tipo cadinho (a) e cristal recém retirado do forno em processo de modelagem pelo artesão(b).....	10
Figura 1. 9 - Esquema de funcionamento de um forno de banho com produção contínua onde o material é injetado pela parte traseira do forno e a saída de produto ocorre pela parte frontal junto à chaminé.	11
Figura 1. 10 - Fotos de forno de fusão tipo banho para produção de fritas cerâmicas: (a) o forno; (b) o produto após retirada do forno e resfriamento brusco em água.....	12
Figura 2. 1 - Imagens fotográficas de silicato de sódio na sua forma sólida em diferentes razões de proporção: (a) $n = 3,3$ e (b) $n = 1$	16
Figura 2. 2 - Diagrama entalpia – temperatura. Efeito da temperatura na entalpia de um banho formador de material vítreo. Adaptado de Shelby (2005).....	17
Figura 2. 3 - Materiais vítreos a altas temperaturas: (a) amostra de cristal recém-retirada de um forno de fusão; (b) filete de silicato de sódio escorrendo da saída do forno para um banho de água para resfriamento brusco.	19
Figura 2. 4 - Quantidade de tCO ₂ /t de produto final na indústria europeia nos anos 2005 a 2007; CG – vidro de garrafas; FG – vidro plano DG; – vidro doméstico (louça); SG – vidro especial (alto valor agregado); FF – filamentos de fibra de vidro; GW – lâ de vidro; FS – fritas.	21
Figura 2. 5 - Dinâmica dos fluxos radiativos dentro de um forno de fusão de material vítreo.	24
Figura 2. 6 - Espectro de absorção de radiação na faixa infravermelha, visível e UV para composições puras de CO ₂ , H ₂ O (vapor), O ₂ , O ₃ , N ₂ O	

e a atmosfera terrestre. Adaptado de Howard (1959) e Robinson (1951).	27
Figura 2. 7 - Esquema de funcionamento da absorção de raios ultravioletas pela camada de ozônio. Os raios UV-A atravessam a camada, enquanto os raios UV-C são completamente bloqueados e os UV-B parcialmente bloqueados.	27
Figura 2. 8 - Redução da intensidade de radiação de um feixe devido à absorção de energia em um meio participante.	28
Figura 2. 9 - Coeficiente de absorção espectral de vidro de janela comum no espectro infravermelho. Adaptado de Gardon (1961) e Neuroth (1952).	29
Figura 2. 10 - Distribuição de temperatura em banho de vidro com 100 cm de espessura. Adaptado de Gardon (1961) e Walther (1954).	31
Figura 2. 11 - Condutividade radiativa de vários tipos de vidros. Adaptado de Gardon (1961) e Genzel (1954).	31
Figura 2. 12 - Emissividade total hemisférica da superfície de vidro de janela comum em relação à temperatura e à espessura do material. Adaptado de Gardon (1956).	32
Figura 2. 13 - Coeficiente de absorção espectral, em função do número de onda, de uma mistura de nitrogênio com CO ₂ na banda em torno de 4,3 μm (T = 1000 K, p _{total} = 1,0 bar e p _{CO2} ~ 0). Adaptado de Modest (2003).	34
Figura 2. 14 - Esquema do forno estudado com indicações dos principais pontos: 1- comburente antes do pré-aquecimento; 2- pré-aquecimento do comburente; 3- injeção de combustível e comburente no forno; 4- orifício na base da chaminé para a extração de produto fundido e saída dos gases da câmara do forno para a chaminé; 5- silo de alimentação de matéria-prima; 6- paredes de isolante.	37
Figura 2. 15 - Material fundido saindo do forno: (a) bica de saída do material fundido na base da chaminé e (b) esteira com material em resfriamento lento.	38
Figura 2. 16 - Vistas gerais do forno: (a) vista geral frontal, mostrando o queimador e a chaminé e (b) visão geral traseira, mostrando a injeção de matéria-prima.	39
Figura 2. 17 - Vistas internas de um forno de fritas cerâmicas com degradação das paredes laterais devido ao uso.	40
Figura 3. 1 - Valores de temperatura em um ponto fixo de um escoamento turbulento em regime permanente ao longo do tempo e sua distribuição estatística. Adaptado de Mathieu e Scott (2000).	45
Figura 3. 2 - Hierarquia dos modelos atuais de turbulência. Abreviações: DNS = Direct Numerical Simulation; LES = Large Eddy Simulation;	

RANS = Equações da Conservação Média de Reynolds; 1 st order = fechamento da turbulência de primeira ordem; 2 st order = fechamento da turbulência de segunda ordem; RST = Modelos de transporte da Tensão de Reynolds; ARS = Modelos algébricos da Tensão de Reynolds; 0-, 1-, 2-Eq = Modelos de zero, uma e duas equações. (Adaptado de Blazek, 2001).	46
Figura 3. 3 - Representação da diferença na solução de um mesmo ponto fixo de um escoamento turbulento em regime permanente através dos modelos DNS, LES e RANS.....	47
Figura 3. 4 - Representação gráfica do modelo de liberação de gases pelo banho.	60
Figura 4. 1 - Instrumento utilizado para a medição da vazão de combustível do forno: (a) rotâmetro instalado na linha de gás natural que alimenta o forno e (b) detalhe de uma indicação em vazão volumétrica em Nm ³ /h.	64
Figura 4. 2 - Canalização de ar de combustão situada acima do teto do forno para pré-aquecimento: (a) entrada e saída da canalização e (b) prolongamento da canalização para pré-aquecimento.....	65
Figura 4. 3 - Tubulação de ar de combustão: (a) ventilador de insuflamento e tubo de Pitot fixo; (b) injeção no forno e ponto de medição da temperatura do ar pré-aquecido.....	66
Figura 4. 4 - Vistas da base da chaminé, com inserção de sonda através da janela frontal e da janela lateral.....	69
Figura 4. 5 - Fixação de diversos pedaços de fita isolante em diferentes pontos da parede para estimativa da emissividade da superfície.....	70
Figura 4. 6 - Medição da emissividade da parede isolante do forno - comparação entre fita isolante e parede.....	71
Figura 4. 7 - Medição da emissividade da tinta nas partes metálicas - comparação entre fita isolante e parede.....	72
Figura 4. 8 - Medição da temperatura aparente refletida - refletor anexado à parede lateral do forno e imagem termográfica do ensaio....	73
Figura 4. 9 - Distribuição de temperatura na superfície externa da parede direita. No eixo horizontal, a origem corresponde à posição de saída do material.....	78
Figura 4. 10 - Distribuição de temperatura na superfície externa da parede esquerda. A origem do eixo horizontal corresponde à frente do forno, onde está instalado o queimador.....	79
Figura 4. 11 - Parede esquerda do forno (vista a partir do fundo), com forno adjacente em operação (à direita na imagem).....	80

Figura 4. 12 - Distribuição de temperatura na superfície externa da parede traseira do forno: Casos 2 e 3. A origem do eixo horizontal corresponde à parede direita.	80
Figura 4. 13 - Distribuição de temperatura na superfície externa do teto e do piso do forno, para o Caso 1. As origens dos eixos correspondem à aresta frontal esquerda do forno.	81
Figura 4. 14 - Distribuição de temperatura na superfície externa da frente do forno para o Caso 3. A origem dos eixos coordenados corresponde ao canto inferior esquerdo.	81
Figura 5. 1 - Simplificações do forno, adotadas no modelo numérico: teto plano, banho retangular plano, entrada e saída do banho através de toda a seção transversal deste e pequeno "muro" de massa não fundida ao fundo.	86
Figura 5. 2 - Desenho esquemático do modelo numérico adotado, com dimensões, entradas e saídas. As dimensões são dadas em milímetros.	87
Figura 5. 3 - Seção do queimador, com as dimensões em milímetros.	87
Figura 5. 4 - Distribuição de velocidade adimensional em função da distância adimensional à parede. Adaptado de Mathieu e Scott (2000).	90
Figura 6. 1 - Resultados numéricos - temperatura dos gases na saída do forno. Comparação entre resultados numéricos para os modelos CO ₂ nulo cinza (N-cinza); CO ₂ nulo bandas (N-bandas), CO ₂ extra WSGGM (E-WSGGM), CO ₂ extra WSGGMx (E-WSGGMx) e resultado experimental (Exp).	102
Figura 6. 2 - Resultados numéricos - temperatura do banho na saída do forno. Comparação entre resultados numéricos para os modelos CO ₂ nulo cinza (N-cinza); CO ₂ nulo bandas (N-bandas), CO ₂ extra WSGGM (E-WSGGM), CO ₂ extra WSGGMx (E-WSGGMx) e resultado experimental (Exp).	103
Figura 6. 3 - Resultados numéricos - Taxa de energia perdida pelas paredes para o ambiente. Comparação entre resultados numéricos para os modelos CO ₂ nulo cinza (N-cinza); CO ₂ nulo bandas (N-bandas), CO ₂ extra WSGGM (E-WSGGM), CO ₂ extra WSGGMx (E-WSGGMx) e resultado experimental (Exp).	104
Figura 6. 4 - Resultados numéricos - Taxa de energia carregada pelos gases do forno. Comparação entre resultados numéricos para os modelos CO ₂ nulo cinza (N-cinza); CO ₂ nulo bandas (N-bandas), CO ₂ extra WSGGM (E-WSGGM), CO ₂ extra WSGGMx (E-WSGGMx) e resultado experimental (Exp).	105
Figura 6. 5 - Resultados numéricos - Taxa de energia carregada pelo banho na saída do forno. Comparação entre resultados numéricos para os modelos CO ₂ nulo cinza (N-cinza); CO ₂ nulo bandas (N-bandas),	

CO ₂ extra WSGGM (E-WSGGM), CO ₂ extra WSGGMx (E-WSGGMx) e resultado experimental (Exp).....	106
Figura 6. 6 - Fração mássica de CO ₂ no plano médio da cavidade do forno: (a) modelo sem liberação de CO ₂ pelo banho; (b) modelo com liberação de 20% de CO ₂ pelo banho e (c) modelo com liberação de 46% de CO ₂ pelo banho.	110
Figura 6. 7 - Relação molar x_{H_2O} / x_{CO_2} no plano médio da cavidade do forno: (a) modelo sem liberação de CO ₂ pelo banho; (b) modelo com liberação pelo banho de 20% do CO ₂ total e (c) 46% do CO ₂ total. ...	112
Figura 6. 8 - Temperatura na interface gases-banho para caso com liberação pelo banho de 46% do CO ₂ total: (a) modelo de radiação cinza sem liberação de CO ₂ pelo banho; (b) modelo de radiação cinza WSGGM com liberação de CO ₂ pelo banho e (c) modelo de radiação cinza WSGGMx com liberação pelo banho.	113
Figura 6. 9 - Temperatura na interface gases-banho para o modelo de radiação não-cinza por bandas, sem liberação de CO ₂ pelo banho.	114
Figura 6. 10 - Fluxo de energia na interface gases-banho para caso com liberação pelo banho de 46% do CO ₂ total: (a) modelo de radiação cinza sem liberação de CO ₂ pelo banho; (b) modelo de radiação cinza WSGGM com liberação de CO ₂ pelo banho e (c) modelo de radiação cinza WSGGMx com liberação pelo banho.	115
Figura 6. 11 - Resultados numéricos - temperatura média na superfície interna das paredes do forno. Comparação entre resultados numéricos para os modelos CO ₂ nulo cinza (N-cinza); CO ₂ nulo bandas (N-bandas), CO ₂ extra WSGGM (E-WSGGM), CO ₂ extra WSGGMx (E-WSGGMx).	116
Figura 6. 12 - Resultados numéricos - temperatura média na interface banho-gases. Comparação entre resultados numéricos para os modelos CO ₂ nulo cinza (N-cinza); CO ₂ nulo bandas (N-bandas), CO ₂ extra WSGGM (E-WSGGM), CO ₂ extra WSGGMx (E-WSGGMx).	117
Figura 6. 13 - Esquema indicando as inclinações analisadas para o queimador.....	118
Figura 6. 14 - Distribuição de temperatura no plano central do queimador para os casos com inclinação nula (padrão), 30° e 45°.....	119
Figura 6. 15 - Temperaturas absolutas (K), nas superfícies internas do forno (frontal, teto e lateral direita), para os casos com inclinação nula (padrão), 30° e 45°.....	119
Figura 6. 16 - Temperaturas absolutas (K), nas superfícies internas do forno (lateral direita, fundo e superfície da carga), para os casos com inclinação nula (padrão), 30° e 45°.....	120

Figura 6. 17 - Esquema do posicionamento da saída dos gases para a chaminé e do queimador – vista frontal do forno. Caso padrão (a); chaminé centralizada (b); chaminé e queimador afastados (c).....	121
Figura 6. 18 - Diferença percentual no balanço de energia – comparação dos casos com mudança das posições da chaminé e do queimador com o padrão.....	121
Figura A. 1 - Densidade e viscosidade dinâmica para o banho, nas relações $n = 1,0$ e $n = 3,3$	140
Figura A. 2 - Condutividade térmica do banho em função da temperatura.	141
Figura A. 3 - Condutividade térmica em função da temperatura e da massa específica volumétrica de refratários comerciais usados na construção de fornos de alta temperatura. Adaptado de Akiyoshi et al. (2001).....	141

Lista de tabelas

Tabela 1. 1 - Estimativa de potencial de economia de energia em diferentes setores da indústria mundial com a prática de eficiência energética na parte de manufatura.....	3
Tabela 1. 2 - Valores aproximados de pontos de fusão e calor latente de fusão de alguns materiais.	5
Tabela 2. 1 - Composição típica de diferentes vidros comerciais.	20
Tabela 2. 2 - Especificações da composição do gás natural utilizado em Santa Catarina – Brasil.....	21
Tabela 2. 3 - Valores de emissividade total hemisférica de materiais usados em paredes refratárias de fornos de alta temperatura.	26
Tabela 3. 1 - Valores de constantes do modelo de turbulência adotados.	53
Tabela 3. 2 - Bandas e coeficientes de absorção utilizados para a modelagem Multibandas.	58
Tabela 3. 3 - Composição uniforme considerada para o gás na cavidade do forno para o modelo de Multibandas.....	59
Tabela 4. 1 - Método de divisão da seção transversal da tubulação para $N=4$ com áreas iguais.	68
Tabela 4. 2 - Emissividades estimadas para superfícies externas do forno.	71
Tabela 4. 3 - Variáveis medidas para os três casos considerados.....	76
Tabela 4. 4 - Liberação de CO_2 pelo banho de produto: valores estimados e medidos.....	76
Tabela 4. 5 - Valores medidos da composição do CO_2 dentro da câmara de combustão do forno. Porcentagem em massa.....	77
Tabela 4. 6 - Energia total perdida pelas superfícies externas das paredes do forno estimadas para cada caso.	82
Tabela 4. 7 - Balanço de energia experimental para o forno analisado, em [kW].	83
Tabela 5. 1 - Condições de contorno para o modelo numérico para os Casos 1 e 2.	95
Tabela 5. 2 - Comparação de resultados na análise de inpedência de malhas para a cavidade do forno.	98
Tabela 5. 3 - Comparação de resultados na análise da velocidade de injeção de CO_2 através da interface do banho na cavidade do forno.....	99
Tabela 5. 4 - Comparação de resultados na análise da temperatura de injeção de CO_2 através da interface do banho na cavidade do forno.....	99
Tabela 6. 1 - Comparação resultados experimentais e numéricos - Caso 1.....	108

Tabela 6. 2 - Comparação resultados experimentais e numéricos - Caso 2	109
Tabela A. 1 - Calor específico a pressão constante de silicato de sódio líquido.	138
Tabela A. 2 - Valores de calor latente de fusão dos materiais envolvidos.	139
Tabela A. 3 - Valores de calor latente de fusão estimados para o banho de silicato de sódio nas relações n consideradas.	139
Tabela B. 1 - Incertezas associadas com a medição de temperatura de pré-aquecimento do ar de combustão (°C).	149
Tabela B. 2 - Incertezas associadas com a medição de temperatura dos gases da chaminé (°C).	151
Tabela B. 3 - Incertezas associadas com a medição de vazão de gás (Nm ³ /h).	152
Tabela B. 4 - Incertezas associadas com a medição de vazão do comburente (m ³ /s); todos usam a distribuição normal.	153
Tabela B. 5 - Incertezas associadas com a medição de composição dos gases (% volumétrica).	154
Tabela B. 6 - Análise de sensibilidade na medição de temperatura com a câmera infravermelha para o ponto de maior temperatura e menor emissividade.	156
Tabela B. 7 - Incertezas na medição de taxa de calor para cada superfície medida com a câmera infravermelha (kW).	156

Lista de símbolos

A	Área	$[m^2]$
a	Coefficiente de absorção	$[m^{-1}]$
b	peso do gás cinza	$[-]$
B	Força de corpo	$[N.m^{-3}]$
c	Concentração molar	$[mol.m^{-3}]$
c_p	Calor específico a pressão constante	$[J.kg^{-1}.K^{-1}]$
C_μ	Constante empírica da turbulência	$[-]$
C_{ε_1}	Constante empírica da turbulência	$[-]$
C_{ε_2}	Constante empírica da turbulência	$[-]$
C_1	Constante	$[-]$
C_2	Constante	$[-]$
D	Difusividade molecular	$[m^2.s^{-1}]$
E	Constante	$[-]$
\dot{E}	Taxa de energia	$[W]$
E_H	Constante	$[-]$
H	Entalpia total	$[J.kg^{-1}]$
\dot{H}	Fluxo de calor na parede	$[W.m^{-2}]$
H^+	Entalpia adimensional	$[-]$
H_L	Altura da coluna d'água	$[m]$
H_{fusion}	Calor latente de fusão	$[J.kg^{-1}]$
h	Entalpia específica	$[J.kg^{-1}]$
h_{conv}	Coefficiente de troca por convecção	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
h_f^0	Entalpia de formação	$[J.kg^{-1}]$
I	Porcentagem de intensidade turbulenta	$[%]$
i	Intensidade de radiação	$[W.m^{-2}]$
K	Coefficiente de extinção do meio	$[m^{-1}]$
k	Constante de Von Karmann	$[-]$
$k_{95\%}$	Coefficiente de Student 95% confiança	$[-]$
l_0	Comprimento das grandes escalas de turbulência	$[m]$
\dot{m}	Fluxo de massa	$[kg.s^{-1}]$
\vec{n}	Vetor normal	$[m]$
p	pressão	$[Pa]$
P_k	Taxa de produção de energia turbulenta	$[kg.m^{-1}.s^{-3}]$
Pr	Número de Prandtl	$[-]$

Q	Vazão volumétrica	$[\text{m}^3 \text{s}^{-1}]$
q	Fluxo de energia	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2}]$
R	Constante universal dos gases	$[\text{J} \cdot \text{mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
\vec{r}	Vetor posição	$[\text{m}]$
Re	Número de Reynolds	$[-]$
R_n	Taxa da reação elementar	$[\text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-3}]$
S	Fonte genérica	
s	Espessura do meio	$[\text{m}]$
\vec{s}	Vetor direção unitário	$[\text{m}]$
Sc	Número de Schmidt	$[-]$
S_{rad}	Fonte de energia de radiação	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-3}]$
S_{reac}	Fonte de energia da reação	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-3}]$
$s(X)$	Desvio padrão	
T	Temperatura	$[\text{K}] / [^{\circ}\text{C}]$
t	Tempo	$[\text{s}]$
u	Velocidade	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
u_*	Velocidade de fricção	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
u^+	Velocidade adimensional	$[-]$
UA	Coefficiente de troca de calor	$[\text{W} \cdot \text{K}^{-1}]$
$U_{95\%}$	Incerteza expandida	
$u(X)$	Incerteza padrão	
u_c	Incerteza combinada	
V	Volume	$[\text{m}^{-3}]$
x	Componente espacial	$[\text{m}]$
x_{CO_2}	Fração molar de CO_2	$[\text{mol mol}^{-1}]$
x_{H_2O}	Fração molar de H_2O	$[\text{mol mol}^{-1}]$
Y	Fração mássica	$[\text{kg} \cdot \text{kg}^{-1}]$
y	Distância da parede	$[\text{m}]$
y^+	Distância adimensional da parede	$[-]$
y_0^+	Ponto de transição entre subcamada viscosa e inercial	$[-]$
y_H^+	Ponto de transição entre subcamada viscosa e inercial térmica	$[-]$
W	Massa molecular	$[\text{kg} \cdot \text{mol}^{-1}]$
w	Peso da área relacionado ao cálculo de	

vazão com o Tubo de Pitot [-]

Sobrescrito

- Média de Reynolds
- ~ Média de Favre

Subscrito

- air Ar
- eff Efetivo
- env Ambiente
- f Fluido
- fuel Combustível
- gas Gases do forno
- H Energia
- in Entrada de energia
- load Carga
- m Manômetro
- mom Momentum
- out Saída de energia
- Pitot Ponto de coleta de pressão do Pitot
- R Resolução
- Re Repetitividade
- reac Reação
- ref Referência
- sur Superfície
- t Termos turbulentos
- ta Tangencial
- tot Total
- w Paredes

Letras gregas

- Γ Coeficiente de difusão
- δ_{ij} Delta de Kronecker
- ε Dissipação da energia cinética turbulenta [m².s⁻³]
- ε_w Emissividade da superfície [-]

ε_g	Emissividade do gás	[-]
ζ	Fluxo de difusividade molecular	[kg.s ⁻¹ .m ⁻²]
Θ	Ângulo polar	[rad]
K	Energia cinética turbulenta	[m ² .s ⁻²]
λ	Condutividade térmica	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
μ	Viscosidade dinâmica	[Pa.s]
ϕ	Variável genérica instantânea	
ϕ'	Flutuação de Reynolds da variável genérica	
ϕ''	Flutuação de Favre da variável genérica	
η	Comprimento das pequenas escalas de	
turbulência		[m]
ν	Grau de liberdade	[-]
ν'	Coefficiente estequiométrico do reagente	
da reação		[mol]
ν''	Coefficiente estequiométrico do produto	
da reação		[mol]
ρ	Densidade	[kg . m ⁻³]
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	[W.m ⁻² .K ⁻⁴]
σ_ε	Constante empírica da turbulência	[-]
σ_κ	Constante empírica da turbulência	[-]
τ_{ij}	Tensor tensão	[N.m ²]
τ_η	Escala de tempo das pequenas escalas	
da turbulência		[s]
τ_0	Escala de tempo das grandes escalas	
da turbulência		[s]
τ_t	Intervalo de tempo	[s]
τ_w	Tensão de cisalhamento turbulenta na	
parede		[N.m ²]
φ	Ângulo azimutal	[rad]
$\dot{\omega}$	Fonte de massa	[kg.s ⁻¹ .m ⁻³]
Ω	Ângulo sólido	[rad]

Siglas

ARS - Modelos algébricos da tensão de Reynolds;
BEN - Balanço Energético Nacional;
CFD - Computational Fluid Dynamics;
CG - Vidro de garrafa;
DG - Vidro doméstico;
DNS - Direct Numerical Simulation;
DTRM - Discrete Transfer Radiative Model;
EDM - Eddy Dissipation Model;
EWBM - Exponential Wide Band Model;
FF - Filamentos de fibra de vidro;
FG - Vidro plano;
FS - Fritas cerâmicas;
GW - Lã de vidro;
IEA - International Energy Agency;
LED - Large Eddy Simulation;
LI - Limite inferior da resolução;
LS - Limite superior da resolução;
PCI - Poder Calorífico Inferior;
RANS - Reynolds Averaged Navier-Stokes;
RST - Modelos de transporte da tensão de Reynolds;
SG - Vidro especial;
Tep - Tonelada equivalente de petróleo;
UV - Ultravioleta e
WSGGM - Weighted Sum of Gray Gases Model/Soma-Ponderada-de-Gases-Cinzas;

Resumo

Este trabalho abrange o estudo de um forno industrial de produção de silicato de sódio, com o objetivo de fornecer subsídios para o aumento da eficiência energética e melhoria do seu desempenho. O trabalho incluiu o levantamento de dados *in situ* e também a modelagem numérica do processo. As medições envolveram vários parâmetros, sendo empregadas para o desenvolvimento e validação de um modelo numérico, capaz de analisar a influência dos diversos parâmetros na operação do forno. O modelo é baseado no método dos Volumes Finitos e resolve os fenômenos da turbulência, combustão e radiação, através dos modelos RANS, EDM e DTRM, respectivamente. O modelo envolve o forno por completo: cavidade com a queima de gás natural, banho de fusão da matéria-prima e paredes do forno. A liberação de CO₂ pelo banho também foi considerada, tendo influência nas trocas radiativas internas. Os resultados experimentais indicaram grande potencial de economia de energia principalmente nos gases da chaminé representando 60 a 70% da energia de entrada do forno. Nos resultados numéricos a não consideração da liberação de CO₂ na modelagem numérica se mostrou com diferença significativa no tratamento das trocas térmicas quando comparada com dados experimentais chegando a diferenças de mais de 18%. Essa diferença desce para menos de 10% quando modelada a liberação de CO₂ pelo banho no modelo. Duas alterações na montagem do forno foram analisadas para um melhor desempenho do mesmo, inclinação do queimador e posição da chaminé demonstrando que uma pequena inclinação pode ser favorável ao processo.

Palavras-chaves: fornos de fusão, eficiência energética, simulação numérica, silicato de sódio, gás natural.

Abstract

This work covers the study of an industrial kiln for production of sodium silicate with the aim to provide subsidies to improve energy efficiency and performance. The study included data collection in sit and numerical modeling of the process. Measurements involved various parameters and were used for the development and validation of a numerical model, capable to analyze the influence of differents parameters on furnace operation. The model is based on the Finite Volume Method and solves the phenomena of turbulence, combustion and radiation through the RANS, EDM and DTRM models respectively. The model covers the complete kiln: fluid flow inside kiln cavity, the bath with melting product inside the kiln and the kiln walls. The release of CO₂ by the bath was also taken into account, due to its influence on internal radiative heat exchanges. Collected experimental data indicated great potential for energy savings, mainly in the chimney gases representing 60-70% of the kiln energy input. The neglect of the CO₂ liberation by the molten bath in the numerical model resulted in a significant difference between numerical and experimenatl results on the thermal exchanges reaching over 18%. This difference was reduced to less than 10% when the CO₂ liberation was included in the same model. Two variations in the kiln's assembling were analyzed to obtain a better themal performance, the incination of the burner and the position of the chimney inlet. A small inclination of the burner was considered to be favorable to the process.

Keywords: melting furnace, energy efficiency, numerical simulation, sodium silicate, natural gas.

1 Introdução

Uma categoria de fornos amplamente usada na indústria cerâmica, química e metalúrgica é constituída de fornos de fusão com o objetivo de processar uma determinada mistura de matéria-prima, para fabricação de um produto final. Vidro, alumínio e outros metais são exemplos de materiais fabricados. Uma característica marcante deste tipo de forno é a elevada temperatura de trabalho que é necessária para a fusão do material processado, podendo chegar a mais de 1500 °C. Esse trabalho estuda um forno de fusão usado para a produção de silicatos de sódio, nas indústrias química e cerâmica.

Na sequência, as principais características de operação de fornos de fusão são descritas. Sua utilização na indústria cerâmica é demonstrada e a metodologia e objetivos do trabalho são apresentados. O capítulo termina com a apresentação da organização do texto completo.

1.1 Importância da eficiência energética na indústria de fusão de materiais vítreos

O conceito de eficiência energética pode ser definido como uma atividade que busca otimizar o uso de fontes de energia. Seus principais resultados são aumento de capital financeiro e menor impacto ambiental. Um dos grandes impulsores de trabalhos no campo de eficiência energética atualmente é a política de diminuição de emissões de CO₂ adotada por diversos países.

A aplicação de práticas de eficiência energética se mostra mais significativa em setores de uso intensivo de energia, como alguns setores industriais. A Figura 1.1 indica o uso de energia final no setor industrial mundial nos anos de 1971 a 2004, em milhões de toneladas equivalentes de petróleo. Os setores que mais se destacam são os de química e petroquímica, ferro e aço e materiais não metálicos com, respectivamente, 30 %, 19 % e 9 % do consumo de energia final total do setor industrial mundial (IEA, 2007).

O consumo de energia final nos setores da indústria brasileira indica um cenário diferente do mundial. A Figura 1.2 traz o consumo final de energia nos setores industriais no Brasil no período de 2003 a 2012 (Balanço Energético Nacional, 2013). Neste caso, o setor de alimentos e de bebidas se destaca como o maior consumidor de energia, com 27 % do consumo total de energia da indústria brasileira. Em segundo lugar vem o setor de ferro e aço com 21 %, seguido pelos

setores de materiais não metálicos e papel e celulose, ambos com 11 %. Estes dados indicam dois setores muito fortes no país: o setor agrícola e pecuário e de produção de ferro. Dados indicam que em 2005 o Brasil foi o quinto maior produtor de ferro gusa e nono maior produtor de aço do mundo (IISI, 2006). Na Figura 1.2, o setor químico inclui também a indústria petroquímica.

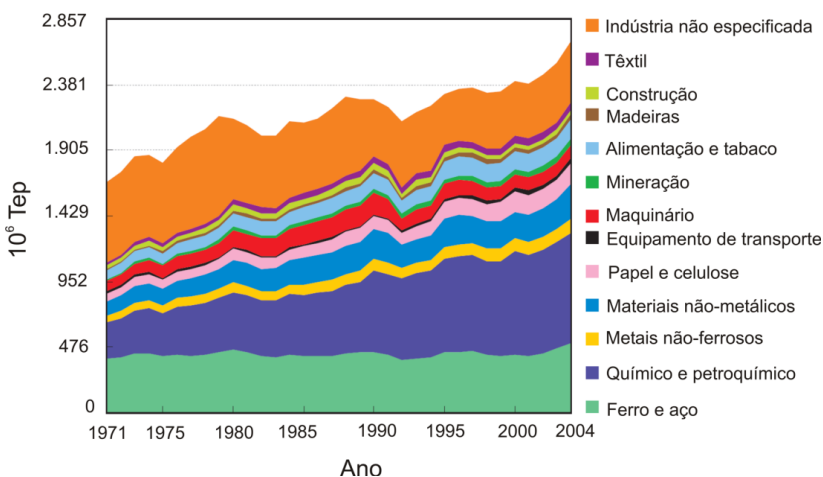


Figura 1. 1 - Consumo de energia final nos setores industriais no mundo no período de 1971 a 2004. Adaptado de IEA (2007).

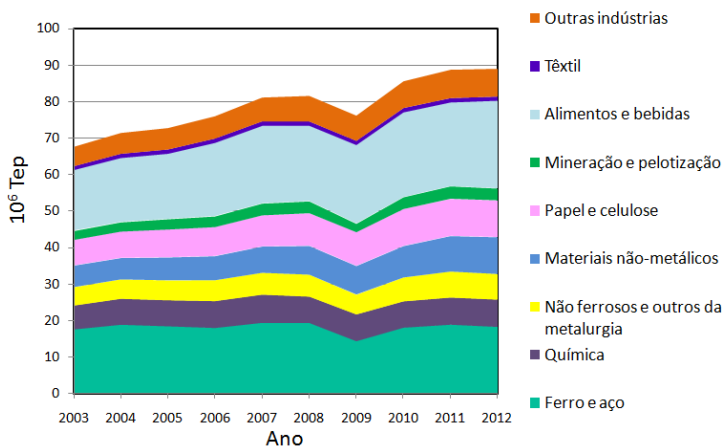


Figura 1. 2 - Consumo de energia final nos setores industriais no Brasil no período de 2003 a 2012. Adaptado de BEN (2013).

Um estudo realizado pela IEA (International Energy Agency) em 2007 estimou o potencial de economia de energia em nível mundial, através da prática de eficiência energética nos processos de manufatura. O estudo estimou uma economia de energia de 10 a 30 % nos diferentes setores da indústria. A estimativa contabilizou as economias com práticas de eficiência energética já consolidadas em 2007 e envolve a economia de energia apenas no setor de produção. Não foram consideradas captura de CO₂, troca de combustível ou economias pós-produção. Os dados do potencial de economia de energia estimados estão apresentados para os setores energeticamente mais significativos na Tabela 1.1.

Tabela 1. 1 - Estimativa de potencial de economia de energia em diferentes setores da indústria mundial com a prática de eficiência energética na parte de manufatura.

	10 ⁶ tep/ano	Percentual ¹
Química e petroquímica	120 - 155	13 - 16
Ferro e aço	55 - 70	8 - 10
Cimento	60 - 72	28 - 33
Papel e celulose	31 - 36	15 - 18
Alumínio	7 - 10	6 - 8
Não metálicos e metais não ferrosos	12 - 24	13 - 25

¹ inclui dados de economia de energia com matéria-prima.

Fonte: IEA (2007).

No setor petroquímico, 50 % do uso de combustível são referentes ao uso não energético, como matéria-prima, que não pode ser reduzido com a aplicação de técnicas de eficiência energética. Porém, o uso de tecnologias mais avançadas em certas regiões do mundo como China tem potencial de economia de 13 a 16 % da energia usada no setor. No setor de ferro e aço, esse valor fica entre 8 e 10 %. O setor de produção de cimento é um grande consumidor de energia e produtor de CO₂, contabilizando 70 a 80 % do uso total de energia do setor de materiais não metálicos. Neste setor o potencial de economia de energia primária estimado chega a 33 %. No setor de papel e celulose, 50 % da energia utilizada é gerada pelo próprio setor através de biomassa. No setor de alumínio, a maior parte da energia primária consumida é elétrica. A categoria de materiais não metálicos e metais não ferrosos

inclui aqui cobre, cal, cerâmica vermelha e branca, e materiais vítreos. O maior potencial de economia, com práticas de eficiência energética, estimada foi no setor de cimento, com equipamentos obsoletos e pouco eficientes, usados nos países menos desenvolvidos (IEA, 2007).

Grande parte dos processos de produção de setores como ferro e aço, petroquímico, cimento e materiais não metálicos e metálicos não ferrosos utilizam fornos com altas temperaturas de operação. Nos setores específicos de ferro e aço e de materiais vítreos, fornos de fusão são os principais fornos utilizados. São consumidores intensivos de energia devido ao próprio processo de fusão. Só no Brasil, o setor de fabricação de ferro-gusa e aço, em 2012, foi responsável pelo consumo de 6,6 % da energia total consumida no país (BEN, 2013). Dessa energia consumida pelo setor, 80 % é referente ao consumo de gás natural, carvões mineral e vegetal, e coque.

O setor de materiais vítreos foi responsável por 0,5 a 0,8 EJ ($1 \text{ EJ} = 10^{18} \text{ J}$), do consumo de energia mundial em 2005, equivalente a 20 a 30 % do uso de energia do setor de não metálicos. Deste total, metade é provida por gás natural e a outra metade por óleo combustível. Na área de gás natural, dados existentes na literatura evidenciam o alto consumo específico de fornos de fusão usados na indústria vítrea. Valores de 2,4 a 4,0 MJ/kg de consumo específico são apontados na literatura (Possamai et al., 2012; Sardeshpande et al., 2011). Este consumo é definido como a energia fornecida ao forno para a produção de 1 kg de material final.

1.2 Fornos de fusão

Fornos de fusão são fornos que tem por objetivo fundir uma matéria-prima que se apresenta no estado sólido. Três setores industriais que utilizam amplamente este tipo de processo a alta temperatura são os setores cerâmico, químico e metalúrgico. Com base em diversas variáveis como características intrínsecas do material processado, critérios de produção e outros, diferentes tipos de fornos podem ser usados para este fim.

A fusão de materiais metálicos e cerâmicos é um processo de alto consumo de energia devido aos altos valores de calor latente de fusão e temperatura de fusão dos materiais processados. A Tabela 1.2 indica a temperatura de fusão e o calor latente para diferentes materiais. Os valores indicados são para metais puros, exceto para o aço carbono e o vidro.

Tabela 1. 2 - Valores aproximados de pontos de fusão e calor latente de fusão de alguns materiais.

Material	Temperatura de fusão termodinâmica [°C]	Calor latente [kJ/kg]
Quartzo (SiO ₂)	1720	-
Vidros	1500 - 1700 ¹	400 - 600
Chumbo	330	23,2
Prata	960	105
Cobre	1100	207
Ferro	1536	40
Aço carbono	1420 - 1550	-

Fonte: Incropera e De Witt (2008) e Pye et al (2005).

¹ Faixa de temperaturas de transição vítrea

Basicamente duas fontes de energia são usadas na alimentação destes fornos: eletricidade e combustíveis fósseis. Na área da eletricidade, fornos de indução e arco elétrico se destacam atualmente.

O princípio de funcionamento dos fornos por indução é produzir uma baixa tensão e alta corrente no material processado. A principal vantagem é a capacidade de fundir uma grande variedade de metais com poucas perdas de material. Fornos de fusão por arco elétrico são mais usados para processar ligas com alto ponto de fusão, como o aço. Podem ser classificados em direto ou indireto, de acordo com o método de aquecimento da carga. No método direto, a corrente elétrica passa diretamente através da carga por eletrodos posicionados junto à mesma. No caso indireto, um arco elétrico é fechado entre eletrodos fora da carga e a mesma é aquecida através de radiação provinda do arco.

A Figura 1.3 apresenta um esquema de montagem e funcionamento de um forno de indução, onde o aquecimento do metal líquido gera correntes de convecção natural dentro do banho. Na Figura 1.4 o esquema de um forno de arco elétrico indireto pode ser visualizado. O arco formado pelos eletrodos aquece o metal através da radiação, a escória é retirada por uma porta traseira e o forno é inclinado para frente para a extração do metal líquido. Maiores detalhes de funcionamento e montagem destes tipos de fornos podem ser encontrados na literatura (Webster, 1980; Planson, 1992).

Fornos de indução e arco elétrico são mais utilizados na indústria metalúrgica, para fundição de metais. Atualmente, fornos de indução são também utilizados no setor de energia nuclear para

vitrficação de dejetto radioativo em material vítreo, imobilizando os componentes perigosos (Gopalakrishnan e Thess, 2012; Jacoutot et al., 2008; Pye et al., 2005).

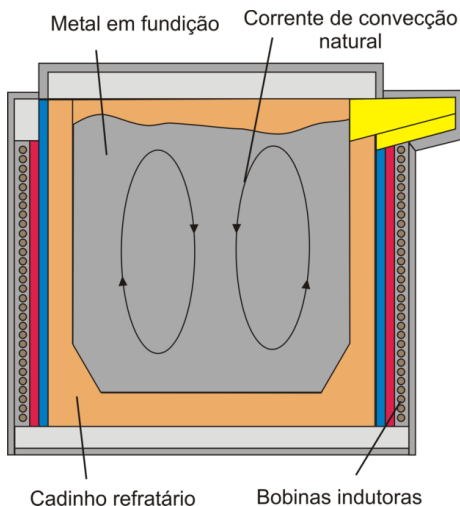


Figura 1. 3 - Esquema de um forno de indução para a fusão de metais.

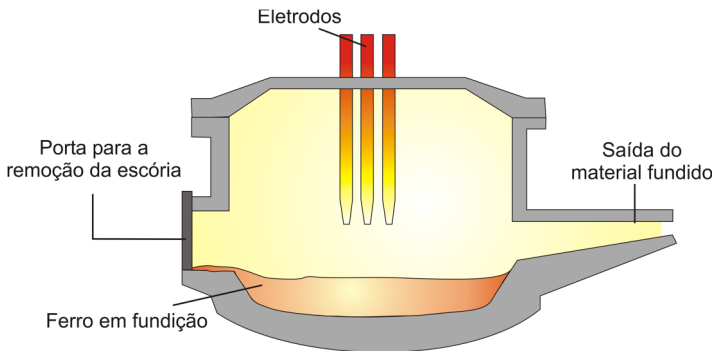


Figura 1. 4 - Esquema de um forno de arco elétrico indireto para a fusão de metais.

Na área de fornos de fusão alimentados por combustíveis fósseis, se destacam o alto-forno, os fornos de cadinho e os fornos de banho.

Alto-fornos são fornos utilizados na siderurgia para fundição de minério de ferro em ferro-gusa, através da redução do minério com monóxido de carbono oriundo da queima do coque. A Figura 1.5 mostra o esquema de um alto-forno com utilização de coque como combustível, com camadas intercaladas de coque e minério de ferro. O coque cumpre três funções no alto-forno: fornece energia e monóxido de carbono, necessário para a redução do minério, a partir de sua combustão parcial, suporte estrutural para a carga, através da montagem mostrada na Figura 1.5 e carbono para o ferro.

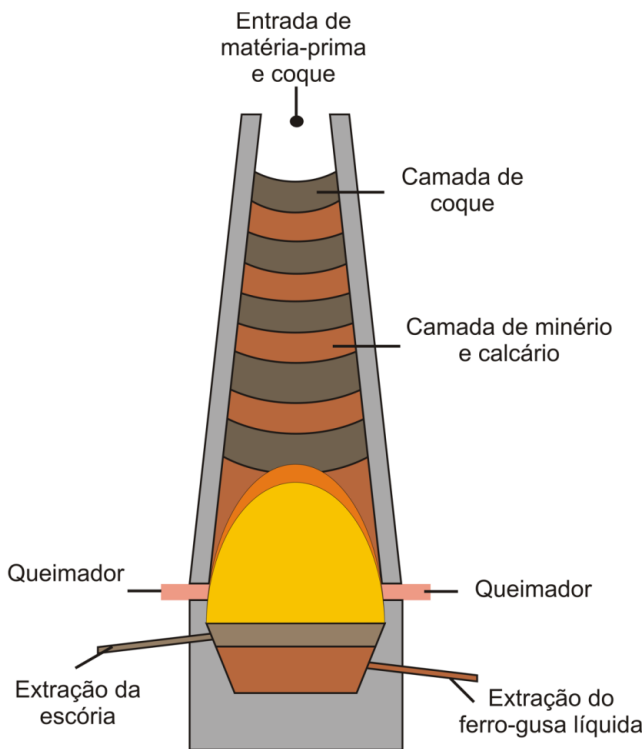


Figura 1. 5 - Esquema de montagem de um alto-forno com a utilização de coque para produção de ferro-gusa. Adaptado de Peacey (1979).

O forno de fusão com cadinho é um dos fornos de fusão mais simples e mais antigo usado no setor de fundição. Um cadinho de material refratário é preenchido com a matéria-prima e colocado dentro do forno. A carga é aquecida através de condução de calor pelo cadinho.

Sua vantagem é o baixo custo inicial, porém se limita à operação intermitente e à baixa produção. Para produção em grande escala e de forma contínua, fornos de banho substituem os fornos de cadinho. Neste segundo tipo de forno, o combustível é queimado em uma câmara acima de um banho formado pelo material processado. A medida que se funde, o material se desloca no banho até a sua saída do forno. Fornos para produção de vidro em grande escala são exemplos de fornos de banho. Um esquema de um forno de cadinho circular é mostrado na Figura 1.6, onde um queimador fornece energia na base da cavidade de combustão e os gases são expelidos pela chaminé, posicionada mais acima. A forma circular da cavidade do forno e o posicionamento do queimador e da chaminé favorecem um escoamento circular dos gases ao redor do cadinho.

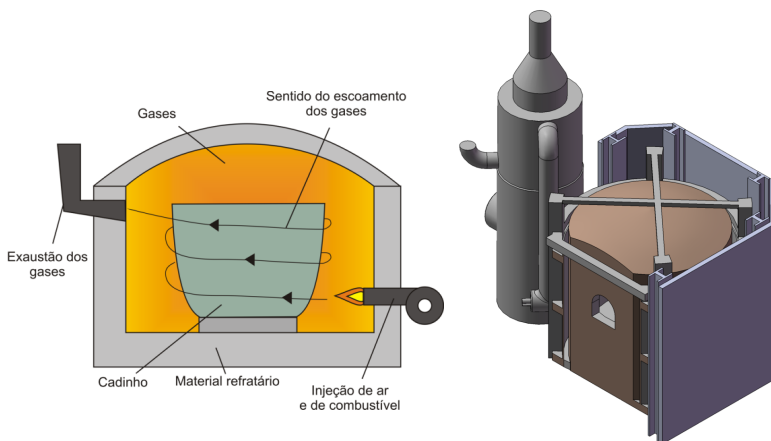


Figura 1. 6 - Esquema de funcionamento de um forno de cadinho e esquema externo de um forno de cadinho para produção de vidro cristal.

Neste tipo de forno, normalmente, o queimador é inclinado, a fim de evitar o contato da chama diretamente com o cadinho, diminuindo a degradação do material deste. Na Figura 1.7 o esquema de um forno de vidros operando com queimadores a gás natural é apresentado. A diferença de tamanho entre fornos de cadinho e de banho é significativa.

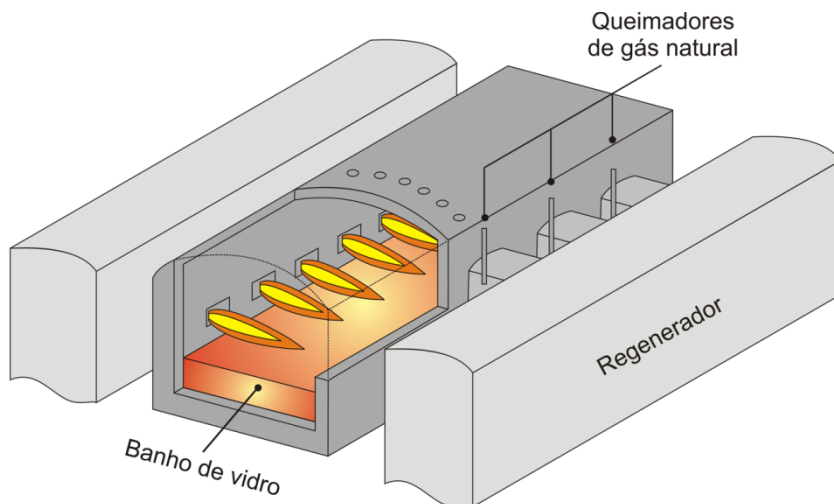


Figura 1. 7 - Esquema de um forno de produção de vidro operando com queimadores a gás natural. Adaptado de Baukal (2000).

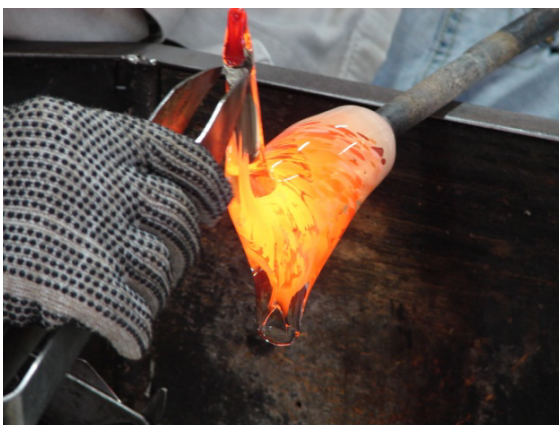
1.3 Fornos de fusão na indústria cerâmica

Na indústria cerâmica, a utilização de fornos de fusão se restringe à produção de fritas cerâmicas, silicatos e vidros. A matéria-prima é composta por óxidos metálicos e não metálicos. Para grande parte das aplicações nestes setores, o dióxido de silício (SiO_2) é o principal componente, variando entre 50 e 70 % em massa da matéria-prima total. Dependendo do material processado, além do dióxido de silício, também podem estar presentes em teores apreciáveis óxidos de alumínio, boro, cálcio, zinco, potássio, magnésio, bário, zircônio e sódio. Devido a características do material na sua maioria não metálico, fornos elétricos se mostram onerosos para aplicação neste setor, sendo o mesmo dominado por fornos com alimentação por combustíveis fósseis. A exceção são os fornos para vitrificação de material radioativo, onde fornos de indução são comumente usados.

Para pequenas produções, fornos de cadinho são empregados. A Figura 1.8 (a) apresenta uma foto frontal de um forno de cadinho usado para produção de vidro cristal. Um vidro cristal sendo modelado após retirada de material do forno é mostrado na Figura 1.8 (b).



(a)



(b)

Figura 1. 8 - Forno de fusão de vidro cristal tipo cadinho (a) e vidro cristal recém retirado do forno em processo de modelagem pelo artesão(b).

Para produções maiores, fornos de banho são mais utilizados. A Figura 1.9 apresenta um diagrama esquemático descrevendo o funcionamento geral de um forno de fusão com banho de produção contínua. A mistura é armazenada em um silo de alimentação, de onde segue para o forno, geralmente através de uma rosca sem fim, com velocidade controlada, a fim de se controlar o fluxo mássico de material. O tempo de permanência do material no interior do forno depende da velocidade de fusão das matérias-primas e da fluidez do material fundido. O processo pode usar ar atmosférico ou oxigênio puro como

comburente. Os gases que saem na chaminé contêm compostos provenientes da combustão, da volatilização das matérias-primas e podem conter partículas em suspensão, arrastadas do interior do forno.

A Figura 1.10 (a) apresenta uma foto isométrica de um forno de fusão de banho, usado na fabricação de fritas cerâmicas. A frita resultante, após saída do forno e resfriamento brusco, é mostrada na Figura 1.10 (b).

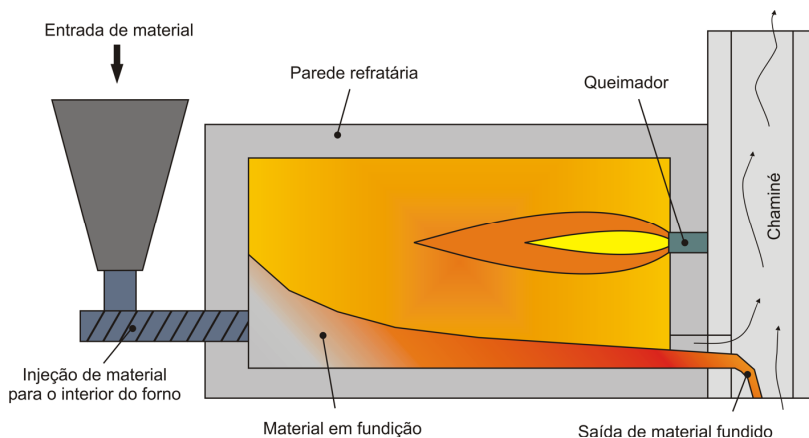


Figura 1. 9 - Esquema de funcionamento de um forno de banho com produção contínua onde o material é injetado pela parte traseira do forno e a saída de produto ocorre pela parte frontal junto à chaminé.

1.4 Metodologia de análise empregada

O aumento da eficiência energética de fornos de fusão é possível através de modificações nos formatos e nas condições internas de combustão e de processamento. Pela complexidade deste tipo de forno, uma abordagem puramente experimental se torna onerosa quando o assunto é eficiência energética. Assim, a aplicação da simulação numérica se apresenta como uma alternativa viável neste contexto.

O termo “simulação” pode ser definido na área de engenharia como dado por Pegden (1990): “A *simulação é um processo de projetar um modelo computacional de um sistema real e conduzir experimentos com este modelo com o propósito de entender seu comportamento e/ou avaliar estratégias para sua operação.*”



(a)



(b)

Figura 1. 10 - Fotos de forno de fusão tipo banho para produção de fritas cerâmicas: (a) o forno; (b) o produto após retirada do forno e resfriamento brusco em água.

Sua aplicação é ampla, cobrindo desde a área de ciências humanas a ciências exatas. Na área de transferência de calor e mecânica dos fluidos, diversos livros abordam o tema com exemplos de aplicações específicas da área como Ferziger e Peric (2013), Maliska (2004), Fletcher (2013), Oran e Boris (2000) e Anderson (1995).

As principais vantagens e desvantagens da simulação numérica frente a uma abordagem experimental de problemas da engenharia são resumidas por Patankar (1980). Em vantagens são destacadas o baixo

custo, a velocidade, a informação completa sobre fenômenos de difícil visualização experimental e a capacidade de simular condições tanto reais quanto ideais.

Deste modo, a demanda por economia de energia em equipamentos industriais requer a aplicação de análises numéricas. Uma simulação normalmente envolve um grande número de variáveis e fenômenos físicos complexos na busca de modelos adequados. Um modelo com certo grau de confiabilidade pode prover informações detalhadas, de maneira pouco onerosa, além de permitir o ensaio de uma bateria de casos diferentes.

Este trabalho se insere neste contexto, visando aprofundar o estudo de eficiência energética em fornos de fusão. O foco principal é um forno de silicato de sódio, com a modelagem dos fenômenos de transferência de calor envolvidos através do uso do software comercial CFX e modelos numéricos originais acoplados ao software comercial. A aplicação do modelo é comparada com dados experimentais para o caso analisado. Uma das contribuições originais deste trabalho é a inclusão da modelagem da liberação de gases pelo banho de produto dentro do forno na modelagem termo-fluidodinâmica, não abordada na literatura até o presente momento. Detalhes sobre essa contribuição estão descritos no Capítulo 2.

1.5 Objetivos e organização do documento

O objetivo deste trabalho é analisar o comportamento térmico de um forno de fusão de silicato de sódio de produção contínua. O forno analisado se classifica como um forno de fusão com banho e opera com gás natural como combustível e ar pré-aquecido como comburente. Esta análise é realizada através de duas frentes de estudo complementares: coleta e processamento de dados experimentais do forno em operação e uso de modelos computacionais térmicos e fluidodinâmicos para a modelagem do processo.

Os objetivos específicos deste trabalho são: (1) obter dados experimentais do comportamento térmico de fornos de fusão de silicato; (2) desenvolver um modelo numérico capaz de simular o comportamento térmico deste forno; (3) identificar o modelo como preciso o suficiente para ser usado como ferramenta de projeto; (4) usar os resultados do modelo para obter um maior conhecimento sobre o funcionamento deste tipo de forno; (5) fornecer dados complementares no projeto de novos fornos de fusão.

No Capítulo 2 o forno estudado é descrito em maiores detalhes. A teoria concernente aos processos de fusão de silicato e aos fenômenos de transferência de calor é também apresentada brevemente. Uma revisão da literatura existente sobre modelagem computacional de fornos de fusão encerra o Capítulo 2. Os modelos matemáticos e técnicas numéricas são descritos no Capítulo 3. O Capítulo 4 apresenta a metodologia de obtenção dos dados experimentais em um forno em operação e os resultados obtidos com base nestes dados. O Capítulo 5 traz o modelo numérico proposto. A validação dos resultados obtidos com o modelo é apresentada no Capítulo 6, com base nos resultados experimentais previamente apresentados no Capítulo 4. Por último, o Capítulo 7 sumariza o trabalho e apresenta as conclusões obtidas.

2 Formulação do problema e teoria

Neste capítulo é apresentada a teoria fundamental do problema a ser tratado e a metodologia de análise adotada. O processo de fusão de silicato de sódio e sua influência na transferência de calor dentro do forno são descritos. Uma revisão da literatura existente é apresentada no final do capítulo.

2.1 Teoria fundamental

2.1.1 O silicato de sódio

Proteção de metais e tubulações de ataque corrosivo, produção de pigmentos, produção de sílica gel, agente ligante em cimentos refratários e isolantes térmicos, agente defloculante no beneficiamento de minérios e suspensão cerâmica, fabricação de detergentes, agente aglomerante em moldes de areia para fundição de metais. Estas são algumas das aplicações do silicato de sódio, que pode ser encontrado como solução aquosa ou na forma sólida. Apresenta a formulação química $Na_2O.n.SiO_2$ onde n é a relação entre o número de mols de SiO_2 e Na_2O . O valor de n é definido de acordo com as especificações requeridas no material processado. A Figura 2.1 apresenta imagens fotográficas de pedaços de silicato de sódio após a saída do forno de fusão e resfriamento, com $n = 4,2$ e $n = 1$, onde é possível notar uma diferença na opacidade do material final com a diferença da relação n . Maiores detalhes sobre aplicações e tipos de silicatos de sódio podem ser encontrados em Vail (1952).

O silicato de sódio é um material classificado como vítreo. Segundo Shelby (2005), o material vítreo é definido como um sólido amorfo, não possuindo uma estrutura atômica periódica de longa distância. Este tipo de material exibe um comportamento de transformação de vidro, ao ser produzido. Essa transformação ocorre em uma faixa de temperatura conhecida propriamente como região de transformação do vidro. Para definição desta região, a Figura 2.2 é analisada na sequência.

Como ponto inicial se considera um volume de líquido a uma temperatura acima da temperatura de fusão, indicada por T_m na Figura 2.2, onde um diagrama volume específico-temperatura está apresentado. Ao resfriar o líquido, a estrutura atômica do material líquido se altera, dependendo da temperatura na qual o banho é mantido. O resfriamento a qualquer temperatura abaixo da temperatura de fusão normalmente

resulta na conversão do material para o estado cristalino, com a formação de um arranjo atômico periódico de longa distância. Quando isso acontece, o volume específico decresce abruptamente para o valor adequado para o material cristalino.



(a)



(b)

Figura 2. 1 - Imagens fotográficas de silicato de sódio na sua forma sólida em diferentes razões de proporção: (a) $n = 3,3$ e (b) $n = 1$.

Maior resfriamento resulta em diminuição do volume específico. Esse comportamento é característico de materiais puros e pode ser visualizado na Curva I na Figura 2.2. Se o líquido puder ser resfriado a uma temperatura abaixo da temperatura de fusão sem cristalização, um líquido superresfriado é obtido, seguindo a Curva II. Neste caso, a estrutura continua a se rearranjar no interior do líquido, porém não há

um decréscimo abrupto no volume específico. Ao continuar o resfriamento do líquido, a viscosidade aumenta até um ponto onde os átomos não conseguem mais se rearranjar na estrutura do material. O volume específico então desvia da linha de equilíbrio, seguindo uma linha de decréscimo de volume específico até o ponto onde esta curva e a curva de volume específico do sólido se encontram, ou seja, a viscosidade é tão grande que a estrutura do material permanece fixa e não depende mais da temperatura. Essa região entre os limites, onde o volume específico é aquele do líquido em equilíbrio com o sólido, é chamada de região de transformação do vidro. Ao se comportar desta maneira, o material se solidifica como um material vítreo. Como a temperatura onde a região de transformação do vidro é dependente da viscosidade, taxas de resfriamento diferentes geram regiões de transformação de vidro diferentes para o mesmo material. Uma taxa de resfriamento mais lenta desloca a região de transformação do vidro para temperaturas mais baixas, com temperatura de transição dada por T_{g2} , conforme a Curva III e o vidro obtido terá um volume específico menor do que o obtido com uma taxa de resfriamento mais rápida com temperatura de transição T_{g1} , indicada pela Curva IV. O arranjo atômico também é diferente.

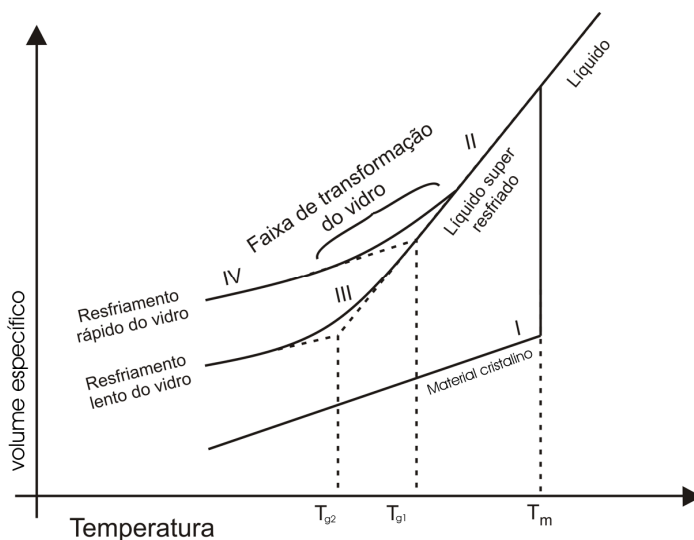
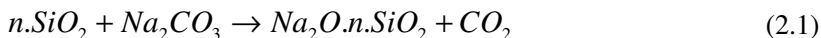


Figura 2. 2 - Diagrama entalpia – temperatura. Efeito da temperatura na entalpia de um banho formador de material vítreo. Adaptado de Shelby (2005).

Maiores detalhes sobre a teoria de matérias vítreos foge do escopo deste trabalho, sendo o leitor interessado direcionado a Shelby (2005) e Pye et al. (2005).

2.1.2 Processo de fabricação de silicato de sódio

O silicato de sódio anidro, analisado neste trabalho, é produzido segundo o previsto na Equação (2.1):



com n variando na faixa de 1,0 a 4,2. Esse processo ocorre a elevadas temperaturas – entre 1.200 e 1.500 °C, a partir da fusão dos reagentes. Como comentado anteriormente, a relação entre a proporção em mols de sílica (SiO_2) e óxido de sódio (Na_2O) é definida por n . O silicato de sódio é fabricado da mesma forma que os demais materiais vítreos, através do derretimento de uma fornada de componentes a uma temperatura elevada. No caso de produções contínuas, como é o caso analisado, fornos de banho são usados.

Durante o processo de aquecimento, a matéria-prima sofre diversas mudanças físicas e químicas devido às altas temperaturas e energia fornecida, produzindo o banho de material derretido. Em geral, o material derretido apresenta uma coloração rubra, típica de materiais a altas temperaturas. A Figura 2.3 apresenta uma amostra de vidro cristal recém-retirada do forno de fusão para a fabricação de peças decorativas (a), e de um filete de silicato de sódio escorrendo pela saída do forno em um banho de água para resfriamento brusco (b).

No caso da produção de silicato de sódio, com apenas quartzo e carbonato de sódio como reagentes, um processo se destaca durante a formação do banho: a liberação de gases através de reações químicas. Este processo é descrito a seguir em maiores detalhes.

2.1.3 Liberação de gases

A matéria-prima usada na produção de materiais vítreos é composta principalmente de sílica, nitratos, sulfatos e carbonatos. Durante o processo de fusão destes materiais ocorre a vaporização da umidade e a decomposição dos nitratos, sulfatos e carbonatos. Na decomposição destes materiais uma grande quantidade de CO_2 é liberada, principalmente na decomposição do carbonato de sódio

(Na_2CO_3), de acordo com a reação descrita na Equação (2.1). Diferentes fontes (Shelby, 2005; Vail, 1952), apontam que esta reação ocorre a partir da temperatura de 575°C , entre o carbonato de sódio (Na_2CO_3) e sílica (SiO_2), resultando em silicato de sódio e dióxido de carbono.



(a)



(b)

Figura 2. 3 - Materiais vítreos a altas temperaturas: (a) amostra de cristal recém-retirada de um forno de fusão; (b) filete de silicato de sódio escorrendo da saída do forno para um banho de água para resfriamento brusco.

Dependendo da composição do material processado, esta liberação de CO_2 pode ser significativa. Esta liberação é importante nos setores de fabricação de silicatos e de vidros, os quais apresentam uma

semelhança na composição da matéria-prima do banho. A Tabela 2.1 traz a composição típica de diversos tipos de vidros clássicos produzidos mundialmente, demonstrando que a maioria dos vidros comerciais utilizam sílica combinada com diferentes óxidos.

Tabela 2. 1 - Composição típica de diferentes vidros comerciais.

Tipo de vidro	Composição média (% em massa)
Vidro de sílica fundida	100 SiO ₂
Vidro de janela	72 SiO ₂ + 14Na ₂ O + 3 MgO + 10 CaO
Vidro de louça (Pyrex)	81 SiO ₂ + 12 B ₂ O ₃ + 5 Na ₂ O + 2 Al ₂ O ₃
Vidro cristal	59 SiO ₂ + 25 PbO + 12 K ₂ O + 2 Na ₂ O + 2 ZnO
Vidro para fibra ótica	90 Al ₂ O ₃ + 10 GeO ₂

Fonte: Pye et al. (2005)

Schmitz et al. (2011) apresentaram um levantamento de dados de emissão de CO₂ na indústria de vidros europeia no período de 2005 a 2007. A Figura 2.4 traz os resultados, apontando a quantidade de CO₂ produzido pelo processo de combustão (emissão por combustão) e pelo processo de liberação de gases (emissão por processo), separadamente, em toneladas de CO₂ liberado por cada processo por tonelada de material processado (t CO₂/t de produto), para o setor de vidro como um todo e nos diferentes sub-setores, de acordo com a classificação do órgão responsável na Europa (GLS-BREF, 2009). As siglas são correspondentes aos sub-setores: CG – vidro de garrafas; FG – vidro plano; DG – vidro doméstico (louça); SG – vidro especial (vidros de alto valor agregado); FF – filamentos de fibra de vidro; GW – lâ de vidro; FS – fritas cerâmicas. O levantamento apontou que na indústria de vidros europeia, a emissão de CO₂ através da liberação de gases da matéria-prima representou, nos anos de 2005 a 2007, aproximadamente 21% da emissão de CO₂ total do setor. Nos sub-setores de vidros este valor varia de 9 a 26%, sendo mais significativo nos sub-setores de vidro plano, vidro de garrafas e fritas cerâmicas. Isso representa um aumento de 9 a 26 % da concentração de CO₂ dentro da câmara de combustão durante o processamento do material.

No caso analisado neste trabalho, a matéria-prima processada é composta unicamente de sílica e carbonato de cálcio. Para as relações n consideradas, a liberação teórica de CO₂, com base na reação química, ocorre na faixa de 0,415 a 0,148 kg CO₂/kg de produto processado. Para o forno analisado, este valor corresponde de 30 a 100% do CO₂ liberado

na combustão do gás natural dentro da câmara de combustão. Ou seja, um aumento de 30 a 100% na concentração total de CO₂ dentro do forno durante o processamento do material.

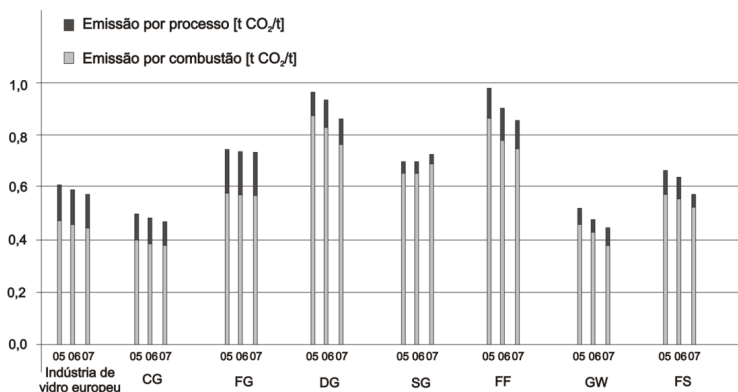


Figura 2. 4 - Quantidade de tCO₂/t de produto final na indústria europeia nos anos 2005 a 2007; CG – vidro de garrafas; FG – vidro plano DG; – vidro doméstico (louça); SG – vidro especial (alto valor agregado); FF – filamentos de fibra de vidro; GW – lã de vidro; FS – fritas.

2.1.4 Combustão em fornos de fusão

O processo estudado neste trabalho envolve a combustão de gás natural e ar pré-aquecido na câmara de combustão de um forno. O gás natural utilizado em Santa Catarina é fornecido pela SCGás – Companhia de Gás de Santa Catarina - e sua composição está apresentada na Tabela 2.2.

Tabela 2. 2 - Especificações da composição do gás natural utilizado em Santa Catarina – Brasil.

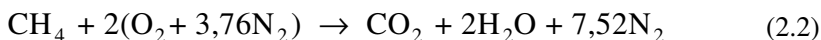
Componente	Fração volumétrica [%]
Metano	88,97
Etano	5,92
Propano	1,91
Butano	1,09
Oxigênio	0,01
N ₂	0,89
CO ₂	1,21

Fonte: Companhia distribuidora de gás - SCGás, 2011.

O mecanismo de reação de oxidação dos hidrocarbonetos componentes do gás natural é complexo. Apenas o mecanismo de oxidação do metano em particular, possui 200 reações e inclui 30 espécies.

Na combustão em fornos industriais, o escoamento é turbulento, com elevado número de Reynolds. As reações químicas da combustão acontecem em uma escala de tempo muito mais rápida que os fenômenos normais de mistura turbulenta e difusão. Assim, em chamas não pré-misturadas em fornos industriais, pode-se concluir que a taxa de combustão seja limitada pela taxa de mistura dos reagentes ao invés da taxa da reação química (Baukal, 2000; Libby e Williams, 1994; Burke e Schumann, 1928). Neste caso, o processo de combustão é descrito por um mecanismo de reação muito rápido e irreversível, que ocorre no momento que comburente e combustível se encontram. Neste momento ambos são considerados, localmente, como perfeitamente misturados.

Devido à maior participação do metano na composição do gás natural e na incerteza da composição exata do gás, este trabalho considera queima de metano puro no lugar do gás natural. A reação de combustão então, considerada para o caso estudado, é descrita pela Equação (2.2):



A resolução de mecanismos mais complexos e a consideração do gás natural com maior precisão na sua composição acarretam uma grande demanda computacional. Atualmente, o uso de mecanismos mais elaborados numericamente para a resolução da combustão está restrito a modelagem de problemas onde apenas a combustão é considerada, a exemplo de trabalhos sobre perfis de concentração em chamas (Barlow et al., 2001). Trabalhos que combinam a resolução da combustão com os demais fenômenos inclusos em processos industriais, de média e de grande escala, utilizam, até o presente momento, a abordagem de mecanismos simplificados devido a demanda computacional (Ahanj et al., 2012; Danon et al., 2011; Khazaei et al., 2009; Khoshhal et al., 2011; Al-Abbas et al., 2012; Al-Abbas et al., 2011).

Duas abordagens são mais comumente utilizadas em Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD), para a modelagem da combustão em escala industrial. A primeira consiste nos modelos baseados no conceito Eddy Break-up Model – apoiados no trabalho de Magnussen (1981). Estes modelos empregam a hipótese de que a mistura turbulenta

determina a combustão, conforme descrito anteriormente. A segunda abordagem são os modelos baseados em Taxa de Reação Finita (Finite Rate), onde as taxas de cada reação são calculadas e consideradas. Este trabalho utiliza a primeira abordagem, com o modelo Eddy Dissipation Model (EDM) utilizando um mecanismo de uma única reação, representada pela Equação (2.2), desconsiderando as dissociações, como CO e H₂. Ao se utilizar tais mecanismos simplificados, alguns detalhes da combustão sofrem influência. Frassoldati et al., (2009) indicaram que mecanismos simplificados, como o usado neste trabalho, superestimam a temperatura adiabática de chama para a queima de metano e oxigênio. Baukal (2000) também indica que o uso desta modelagem na combustão industrial interfere negativamente na estimação de poluentes provenientes do processo de combustão, como o NO_x, porém apresenta bons resultados na aplicação de cálculos para trocas térmicas em fornos industriais.

O queimador utilizado no forno real é um queimador não pré-misturado, com a mistura do comburente com o combustível ocorrendo apenas dentro da câmara de combustão. Este tipo de queimador leva à geração de chamas não pré-misturadas. No caso, chamas turbulentas devido às velocidades envolvidas.

As velocidades de injeção de combustível e comburente são altas, estimadas em 90 m/s e 25 m/s, respectivamente. Estes fatos todos se somam, levando à formação de uma chama não pré-misturada turbulenta longa.

2.1.5 Radiação em fornos de fusão

A radiação é o mecanismo de troca de calor de maior importância, quando se considera fornos que trabalham a elevadas temperaturas. O fluxo de energia por radiação é responsável por mais de 65 % da energia recebida pela carga dentro de fornos industriais e este número aumenta para 90 % em fornos de fusão (Oba et al., 2014; Possamai et al., 2012, Nieckele et al., 2011).

Nos gases da combustão, as moléculas de CO₂, H₂O e fuligem emitem e absorvem radiação infravermelha. Nas partes da chama onde há uma mistura rica em combustível é possível a formação de fuligem. Em combustão de gás natural e ar esta formação é pequena, quando comparada com a combustão de óleo combustível. Em chamas laminares não pré-misturadas de metano e ar, Sivathanu e Gore (1997) indicaram que a radiação emitida pela chama é predominantemente oriunda dos gases CO₂ e H₂O, sendo a contribuição da radiação oriunda

da fuligem, menor que 10 % no fluxo radiativo. A modelagem da formação de fuligem não foi considerada neste trabalho devido a sua pequena contribuição global.

Em um forno de fusão de material vítreo contínuo, o mecanismo de funcionamento da radiação pode ser descrito de acordo com a Figura 2.5. Os gases da combustão emitem radiação para as superfícies das paredes do forno e do banho de material em fusão. As superfícies das paredes, por sua vez, emitem e refletem radiação para o banho em fusão, sendo parte desta radiação absorvida novamente pelos gases. O mesmo acontece com a radiação emitida e refletida pela superfície do banho em fusão. Parte atinge as paredes e parte é absorvida pelos gases. Esse mecanismo é comandado pelas propriedades radiativas dos materiais envolvidos, tornando essencial a sua caracterização precisa. Essa caracterização é, contudo, dificultada pela alta dependência destas propriedades com relação ao comprimento de onda.

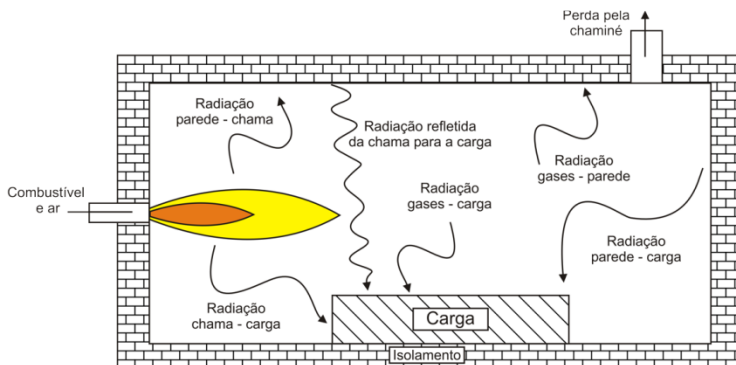


Figura 2. 5 - Parcelas dos fluxos radiativos dentro de um forno de fusão de material vítreo.

Para superfícies opacas à radiação incidente, o tratamento da radiação é menos complexo, como é o caso das paredes de fornos, consideradas difusas e opacas. Para este caso a variação das propriedades radiativas com o comprimento de onda é suave, sendo fácil relacionar essa variação com a temperatura. A Tabela 2.3 apresenta valores de emissividade normal total para alguns materiais refratários, normalmente usados em paredes de fornos cerâmicos, a diferentes temperaturas. De uma forma geral, os valores variam continuamente ao longo da variação de temperatura.

Nos gases a radiação não é um fenômeno de superfície e sim de volume. Nesse caso, radiação pode ser transmitida através do gás, absorvida e emitida pelo mesmo. Em fornos fechados, as paredes do forno normalmente se encontram em temperaturas mais elevadas que a carga e irradiam energia para a mesma. Quando o meio fluido dentro do forno é transparente à radiação, ele é dito não participante. Isso significa que ele não absorve nenhuma parte da radiação passando por ele. Quando o meio absorve alguma parte desta radiação, ele é dito participante. Moléculas diatômicas com simetria molecular (N_2 , O_2), não absorvem ou emitem radiação na faixa de comprimento de onda infravermelho. As moléculas apolares, produtos da combustão de hidrocarbonetos como CO_2 e H_2O (vapor), em contraste, participam ativamente na radiação, emitindo e absorvendo energia no espectro infravermelho (Siegel e Howell, 2002). Sua real participação no processo total de troca de calor depende de fatores como temperatura dos gases e concentração de espécies. A Figura 2.6 apresenta o espectro de absorção nas faixas de radiação infravermelha, visível e ultravioleta, para composições puras dos gases CO_2 , H_2O , CH_4 , O_2 e O_3 e para a atmosfera terrestre.

Na faixa de radiação ultravioleta, o oxigênio e o ozônio possuem alta absorção de energia. Para os raios de menor comprimento de onda, entre 0,10 e 0,28 μm (UV-C) o espectro de absorção da Figura 2.6 apresenta absorção de 100 % da radiação. Para raios de comprimento de onda intermediários, entre 0,280 e 0,315 μm (UV-B) a absorção é total até certo comprimento de onda, deixando passar ondas de comprimentos mais próximos de 0,315 nm. Para os comprimentos de onda maiores, de 0,315 a 0,400 μm (UV-A) a absorção é baixa, transmitindo a maior parte da radiação. A Figura 2.7 exemplifica o efeito deste comportamento com um esquema da função da camada de ozônio na absorção de raios ultravioletas.

No espectro visível, a absorção é baixa ou nula em todas as composições indicadas. Devido a este fato a radiação visível chega à superfície terrestre. No infravermelho, faixa de emissão de corpos a temperaturas superiores de 0 K, o CO_2 e o H_2O (vapor) se destacam com diversos picos de absorção ao longo do espectro. Em fornos de alta temperatura, a energia radiativa emitida se concentra na faixa infravermelha, fazendo com que esse comportamento do CO_2 e do vapor d'água seja importante.

Tabela 2. 3 - Valores de emissividade total hemisférica de materiais usados em paredes refratárias de fornos de alta temperatura.

Material	Temperatura [° C]									
	200	430	760	870	980	1090	1320	1540		
Refratário ¹	0,90	0,90	-	0,81	-	0,76	0,72	0,68		
Tijolo de sílica ¹	-	-	-	0,82-0,65	-	0,78-0,60	0,74-0,57	0,67-0,52		
Tijolo de alta alumina ¹	0,85	0,79	-	0,50	-	0,44	-	-		
Tijolo de mulita ¹	-	-	-	0,53	-	0,53	0,62	0,63		
Manta de fibra cerâmica ²	-	-	0,40	0,37	0,34	-	-	-		
Tijolo de alumina ²	-	-	0,62	0,54	0,51	-	-	-		
Refratário denso ²	-	-	0,82	-	0,72	0,65	-	-		

Fonte: Adaptado de Hubble, 1998¹ e DeBellis, 1991²

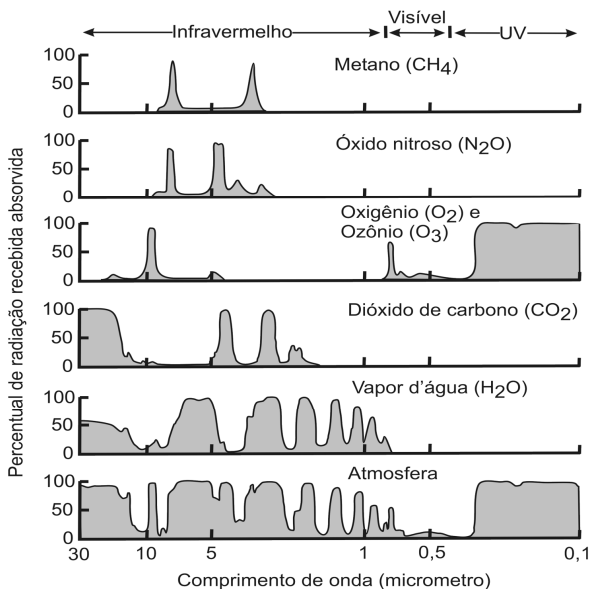


Figura 2. 6 - Espectro de absorção de radiação na faixa infravermelha, visível e UV para composições puras de CO_2 , H_2O (vapor), O_2 , O_3 , N_2O e a atmosfera terrestre. Adaptado de Howard (1959) e Robinson (1951).

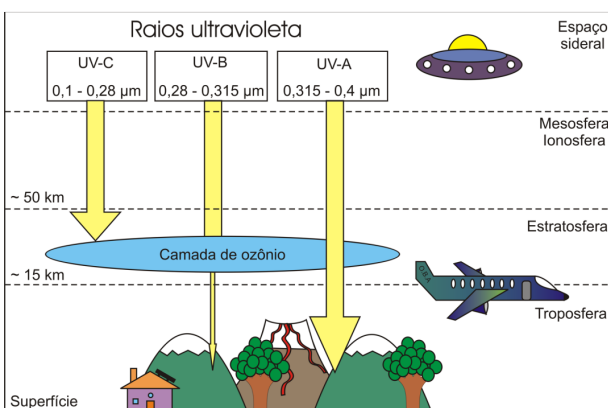


Figura 2. 7 - Esquema de funcionamento da absorção de raios ultravioletas pela camada de ozônio. Os raios UV-A atravessam a camada, enquanto os raios UV-C são completamente bloqueados e os UV-B parcialmente bloqueados.

Neste ponto é importante introduzir uma propriedade radiativa relacionada com a emissão e absorção de energia em meios participantes: o coeficiente de absorção de radiação, a . A capacidade de um meio participante de absorver radiação é caracterizada por este coeficiente. Sua definição pode ser dada pela lei de Lambert-Bouguer descrita pela Equação (2.3).

$$i_s = i_0 e^{-aS} \quad (2.3)$$

onde i_0 é a intensidade de radiação entrando em um volume genérico analisado e i_s é a intensidade de radiação residual após a passagem pelo volume em um caminho de comprimento S , de acordo com a Figura 2.8. A definição de intensidade de radiação é dada como a energia por unidade de tempo, por unidade da superfície projetada da área normal a direção de propagação e por unidade de ângulo sólido em torno da mesma direção. Detalhes desta definição podem ser encontrados em Modest (2003). Maior o valor do coeficiente de absorção de um material, maior será a sua absorção de radiação.

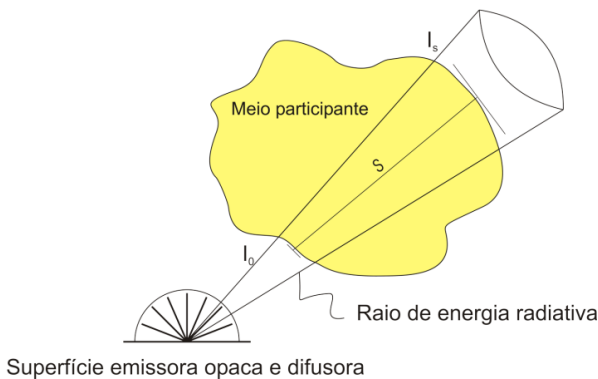


Figura 2. 8 - Redução da intensidade de radiação de um feixe devido à absorção de energia em um meio participante.

2.1.6 Radiação em material vítreo

Certos materiais, como vidros e películas, são classificados de semitransparentes devido aos seus comportamentos perante a radiação.

Esses materiais apresentam um comportamento intermediário entre materiais opacos e totalmente transparentes. Um material considerado semitransparente absorve, transmite e reflete partes da radiação incidente. Alguns materiais como o vidro possuem propriedades espectrais que variam com o comprimento de onda. Essa característica faz com que o vidro seja transparente na radiação visível, porém opaco à parte da radiação infravermelha. A Figura 2.9 apresenta a variação com a temperatura e o comprimento de onda do coeficiente de absorção de vidro de janela comum. A curva mostra que entre 1,00 e 2,75 μm o vidro possui um baixo coeficiente de absorção, que cresce na faixa de 2,75 a 4,00 μm . Para comprimentos maiores esse coeficiente cresce mais ainda, tornando o material opaco à radiação infravermelha. Na região visível e no início da região infravermelha (0,4 a 2,0 μm), o vidro possui um baixo coeficiente de absorção, deixando passar a maior parte da radiação. Para comprimentos de onda infravermelho maiores - a partir de 4,0 μm - ele se torna praticamente opaco.

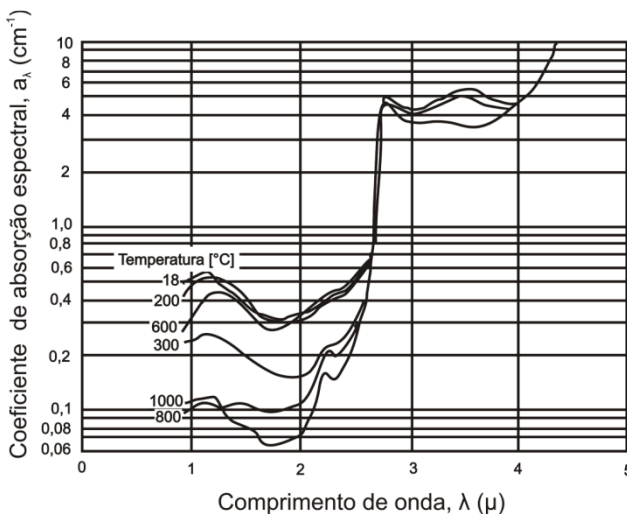


Figura 2. 9 - Coeficiente de absorção espectral de vidro de janela comum no espectro infravermelho. Adaptado de Gardon (1961) e Neuroth (1952).

Por se tratar de um fenômeno volumétrico em materiais semitransparentes, a energia absorvida pelo material é função também de sua espessura. Se for considerado um banho de vidro fundido, composto de diversas camadas, a radiação incidente na superfície do

banho entra na primeira camada, sendo uma parcela desta energia absorvida. Outra parcela é refletida na direção da radiação incidente e uma última parcela é transmitida para as demais camadas. Na camada de vidro fundido adjacente o mesmo acontece, agora também recebendo energia emitida na faixa infravermelha pela camada anterior. Esse processo se repete por todo o banho. Devido ao alto coeficiente de absorção do material no infravermelho, este processo faz com que a radiação ultrapasse poucas camadas antes de ser absorvida e que haja emissão de radiação pelas diferentes camadas. Devido a este mecanismo e às propriedades radiativas específicas do vidro, é possível simplificar a radiação como um modo de transferência de calor similar à condução dentro do banho. Isso levou muitos autores (Gardon, 1961; Gardon 1959; Abassi et al, 2008; Jacoutot et al, 2008; Gopalakrishnan e Thess, 2012; Charnock, 1961; Genzel, 1953), a estudar e aplicar a chamada condutividade efetiva de banhos de material vítreo, tratando o banho como um material opaco com condutividade térmica maior que a molecular. A Figura 2.10 apresenta o perfil de temperatura obtido numericamente com a resolução da radiação em um banho de vidro de 100 cm de espessura, com temperatura prescrita nas fronteiras, simulando um banho dentro de um forno (Gardon, 1961; Walther, 1954). O vidro foi considerado cinza, com coeficientes de absorção, representado na Figura 2.10 por y , variando de $0,01$ a 10 cm^{-1} . O eixo horizontal representa a espessura do banho, sendo a origem o centro do banho. No eixo vertical está a escala de temperatura na posição do banho (T_{dentro}) e da diferença entre esta temperatura e a temperatura média do banho ($t = T - T_m$). Na fronteira esquerda, a cavidade do forno é considerada com temperatura constante de 1750 K, enquanto que na outra extremidade a parede refratária é considerada a 1450 K. Nota-se que para coeficientes de absorção maiores que $1,0 \text{ cm}^{-1}$, o perfil se mostra linear, análogo a condução pura em um sólido, sustentando a comparação da radiação com a condução de calor. A limitação desta hipótese aparece claramente nas fronteiras do banho, nos dois extremos do gráfico, onde uma variação não linear aparece. Este gradiente é dependente do coeficiente de absorção, sendo mais significativo em coeficientes de absorção menores que $1,0 \text{ cm}^{-1}$.

Esta condutividade térmica efetiva pode ser medida tanto experimental, quanto numericamente. A Figura 2.11 apresenta condutividades efetivas para diferentes tipos de banhos de vidros de 100 cm de espessura, em diferentes temperaturas, onde se nota a diferença entre as condutividades efetivas para diferentes composições dos vidros.

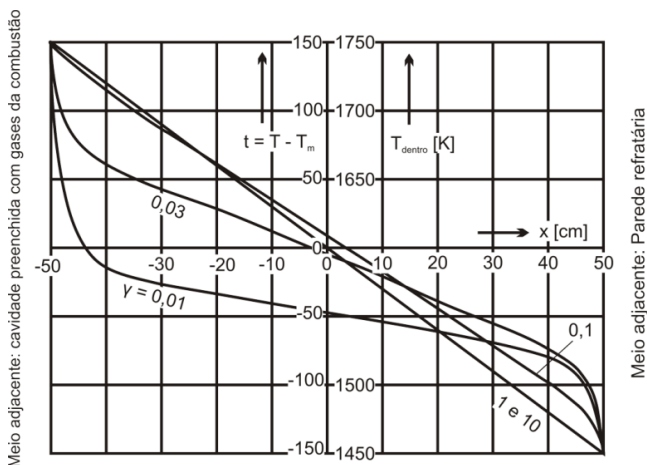


Figura 2. 10 - Distribuição de temperatura em banho de vidro com 100 cm de espessura. Adaptado de Gardon (1961) e Walther (1954).

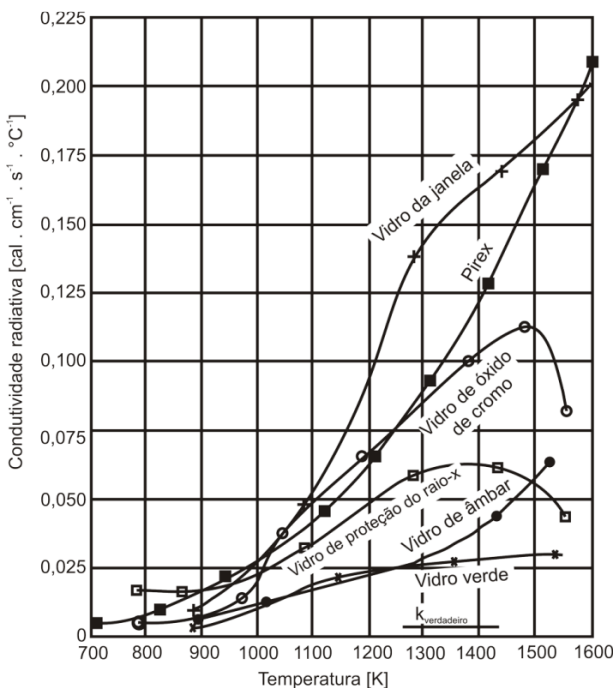


Figura 2. 11 - Condutividade radiativa de vários tipos de vidros. Adaptado de Gardon (1961) e Genzel (1954).

É importante ressaltar que a condutividade efetiva é dependente da espessura do banho. A condutividade molecular média de vidros é mostrada em conjunto na Figura 2.11 ($k_{\text{verdadeiro}}$), demonstrando o aumento da condutividade aparente com a temperatura, devido à radiação.

Devido a este comportamento do banho de vidro, a emissão na superfície do banho também pode ser tratada como a de um material opaco. A Figura 2.12 apresenta a emissividade hemisférica total de folhas/banhos de vidro com espessuras variando de 0,1 cm a valores infinitos e sua dependência com a temperatura. As emissividades foram calculadas numericamente com a resolução da radiação nas folhas/banhos de vidro.

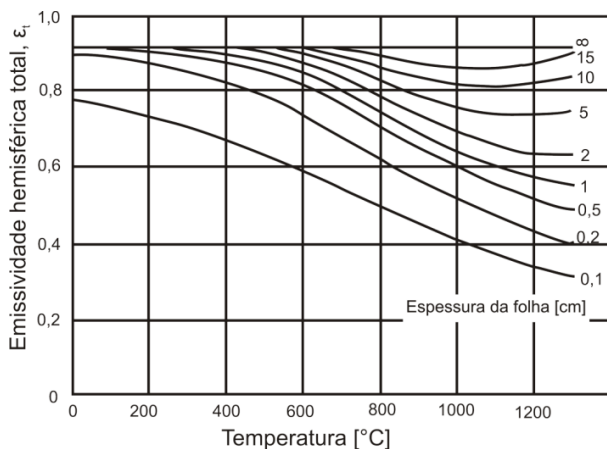


Figura 2. 12 - Emissividade total hemisférica da superfície de vidro de janela comum em relação à temperatura e à espessura do material.

Adaptado de Gardon (1956).

Concordando com o comportamento opaco do material para altas espessuras, a emissividade da superfície aumenta com a espessura do material. Para espessuras maiores que 15 cm e temperaturas da ordem de 1.000 °C, a emissividade da superfície tende ao valor de 0,91.

Cabe ressaltar aqui que, enquanto propriedades radiativas foram extensamente documentadas para banhos de vidros comuns (Gardon, 1956; Gardon 1961, Grove e Jellyman, 1955; Genzel, 1951; Neuroth, 1952; Neuroth, 1953; Beattie e Coen, 1960 Kellett, 1952, Preston, 1936; Preston, 1947), para banhos de silicato de sódio não há a mesma disponibilidade de dados. Porém, devido à semelhança entre as

composições do silicato de sódio e do vidro de janela, as propriedades do último foram utilizadas neste trabalho, quando em falta de dados específicos.

2.1.7 Cálculo das propriedades radiativas dos gases

Em gases, o coeficiente de absorção varia fortemente com o comprimento de onda. A teoria para a previsão da emissão e absorção de moléculas gasosas é complexa, envolvendo tópicos de mecânica quântica. Uma visão mais geral e aplicada é apresentada na sequência, sendo que maiores detalhes podem ser encontrados em Modest (2003) e Siegel e Howell (2002).

A absorção e a emissão de um fóton influenciam na mudança de energia rotacional, vibracional de moléculas e na órbita de elétrons, causando mudanças na intensidade de radiação. Fótons, porém, devem ter certa frequência para serem capturados ou emitidos, o que resulta em linhas espectrais de absorção e emissão em gases. Essas linhas espectrais são características de cada átomo, elemento e molécula, podendo ser usadas para identificar gases através da espectrometria. Com o cálculo do coeficiente de absorção de cada linha em todo o espectro analisado, é possível calcular o fluxo de energia radiativo, envolvido nas trocas térmicas. Esse cálculo é, porém, bastante extenso, devido à necessidade de integração do espectro radiativo analisado. Esse fato pode ser notado na Figura 2.13, onde uma pequena parte do espectro artificial (estimado com a base de dados HITEMP, Rothman et al., 2010), da banda de 4,3 μm do CO_2 , é mostrado com inúmeras linhas espectrais para uma mistura de CO_2 em nitrogênio. No caso a temperatura é de 1000 K, a pressão total é de 1 bar e pressão parcial de CO_2 é aproximadamente nula. O eixo horizontal se refere ao número de onda. Aqui o coeficiente de absorção está dado em $[\text{cm}^{-1}\text{bar}^{-1}]$, relacionado com a pressão parcial do elemento.

Outras publicações apresentam dados de linhas espectrais de gases, com sua dependência de temperatura e pressão, com base em dados experimentais e extrapolações (Rothman et al., 1998; Rothman et al., 1992). Para trabalhos envolvendo combustão, a base de dados HITEMP (Rothman et al., 2010), inclui mais de 1 milhão de linhas espectrais para CO_2 e 1,2 milhões para H_2O , para altas temperaturas.

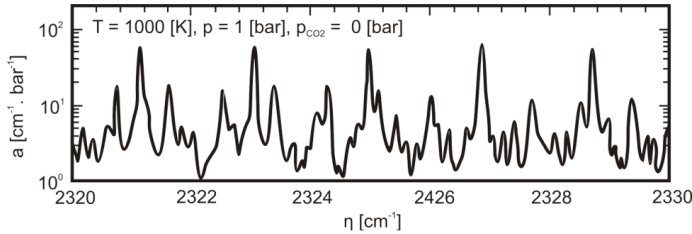


Figura 2. 13 - Coeficiente de absorção espectral, em função do número de onda, de uma mistura de nitrogênio com CO₂ na banda em torno de 4,3 μm ($T = 1000 \text{ K}$, $p_{\text{total}} = 1,0 \text{ bar}$ e $p_{\text{CO}_2} \sim 0$). Adaptado de Modest (2003).

Contabilizar a dependência espectral das propriedades radiativas dos gases com precisão em um problema numérico demanda muito tempo e memória computacional. O uso de modelos para a estimação do coeficiente de absorção simplifica o problema. Diversos modelos estão disponíveis na literatura, podendo ser agrupados em quatro grupos, de acordo com o grau de precisão e complexidade decrescente dados por: linha-por-linha, *narrow band*, *wide band* e globais. Detalhes sobre cada tipo de modelo podem ser encontrados em Modest (2003) e Siegel e Howell (2002).

Neste trabalho o modelo chamado de Soma-Ponderada-de-Gases-Cinzas (WSGGM), classificado como um modelo global, foi utilizado. Da forma numérica como este modelo foi resolvido neste trabalho, um coeficiente de absorção global integrado em todo o espectro é estimado e utilizado com a consideração de um espectro cinza de radiação. Detalhes deste modelo são apresentados no Capítulo 3.

2.2 Trabalhos anteriores

O avanço da capacidade computacional foi acompanhado com o crescimento do uso da Mecânica dos Fluidos Computacional (CFD), para resolução de problemas práticos. Na área de fornos industriais com combustão de combustível fóssil, diversos trabalhos de diferentes graus de complexidade podem ser encontrados na literatura.

Na modelagem numérica de fornos de fusão de alta temperatura tem destaque os fornos de fusão de alumínio (Nieckele et al., 2011; Carmona e Cortés, 2014; Solovjov e Webb, 2005, Cadavid et al., 2010) e vidro (Auchet et al., 2008; Abassi et al., 2008; Carvalho e Nogueira, 1997; Ibarra et al., 2013). Nieckele et al. (2011) apresentou um estudo aplicando CFD em um forno de fusão de alumínio, resolvendo apenas a

cavidade interna do mesmo, aplicando condição de paredes adiabáticas e a influência da carga como uma condição de contorno. O trabalho apresenta comparações entre a utilização de gás natural ou óleo com oxigênio. A combustão foi resolvida considerando taxa de reação infinita, não levando em conta a cinética química das reações. Um mecanismo de 4 passos foi utilizado para a combustão do gás natural e de um passo para o óleo combustível. Solovjov e Webb (2005) apresentaram um estudo numérico sobre as trocas radiativas em câmaras de combustão de fornos de fusão de alumínio. A radiação foi resolvida com a utilização de um modelo de Soma-Ponderada-dos-Gases linha por linha espectral (SLW), uma variação do modelo (WSGGM). Dados experimentais disponíveis na literatura foram usados para estimar a composição dos gases, uma vez que nem a combustão quanto o escoamento foram resolvidos. Cavidad et al. (2010) e Carmona e Cortés (2014), também utilizaram o modelo WSGGM para a radiação e mecanismos de uma ou duas reações para a combustão. Em ambos a carga também não foi resolvida. Possamai et al. (2012), aplicou CFD a um forno de fusão de fritas cerâmicas também resolvendo apenas a cavidade interna. Um acoplamento simplificado com um modelo independente em FORTRAN permitiu utilizar a solução da cavidade interna e estimar os perfis de temperatura e perdas nas paredes e carga do forno. Novamente a resolução da combustão foi simplificada, com um mecanismo de apenas uma reação.

Ao incluir a carga na resolução numérica a demanda computacional aumenta. Alguns trabalhos em fornos industriais abordam a inclusão da carga, através da resolução não simultânea da cavidade do forno e da carga, como em Auchet et al. (2008). Neste trabalho a combustão é modelada a partir da reação global de queima de hidrocarbonetos e o problema é resolvido através de um sistema plug-flow de seções da câmara, onde as equações da conservação da massa, energia, espécies e quantidade de movimento linear unidimensionais são resolvidas. O método de Gebhart foi aplicado para a modelagem da radiação com meio participante, através de uma malha grosseira. Ponsich et al. (2009), apresentou uma abordagem sistemática na modelagem de processos de fabricação de vidro, caracterizados por fenômenos complexos e geometrias médias, podendo chegar a 20 metros de comprimento. A aplicação de CFD é destacada neste estudo com o ponto negativo de demanda computacional, resultando na utilização de modelos muito simplificados.

Todos esses trabalhos demonstram o uso de simplificações, principalmente na modelagem da combustão e radiação em fornos

industriais à altas temperaturas. Ainda, em geral as paredes e a carga são excluídas do domínio de resolução, sendo sua influência do problema incorporada através de condições de contorno que modelam a influência das anteriores na câmara de combustão.

Um ponto importante com relação aos trabalhos referentes à modelagem de fornos de vidros e outros materiais vítreos disponíveis na literatura, até o presente momento, é o fato de nenhum deles considerar a liberação de CO_2 pela massa e sua influência nas trocas térmicas. Do conhecimento do autor, não há ainda nenhum trabalho na literatura que tenha realizado esta modelagem e análise acoplada à resolução do problema fluido-termodinâmico em um forno de fusão de material vítreo.

Ao considerar a liberação de CO_2 pela carga, as frações molares de H_2O e CO_2 na cavidade podem se encontrar fora da faixa de valores utilizado para as estimativas de coeficientes do modelo WSGGM padrão. Contudo, diversos novos coeficientes estão disponíveis na literatura para diferentes situações específicas (Krishnamoorthy, 2010; Dorigon et al., 2013; Kim e Song, 2000). Merece destaque aqui o trabalho de Johansson et al (2011), com coeficientes variáveis com a concentração molar das espécies H_2O e CO_2 e aplicável para uma faixa de valores de concentração mais abrangente que o modelo WSGGM padrão.

2.3 Descrição do forno analisado

O forno analisado possui uma produção média de 10 a 13 toneladas por dia de silicato de sódio. A Figura 2.14 apresenta um esquema do forno. A base da chaminé em conjunto com a saída do produto fundido é indicada pelo ponto 4, seguido pela sistema de pré-aquecimento de ar no topo do forno indicado por 2. Um queimador a gás natural está instalado na frente do forno. Ar ambiente pré-aquecido é utilizado como comburente, sendo injetado separadamente do gás natural. Ambos estão apontados pelo ponto 3. O queimador é não pré-misturado. Os pontos 1 e 5 referem-se ao sistema de injeção de ar e alimentação de matéria-prima no forno, respectivamente. Esta última se dá pela parte traseira, através de uma rosca sem fim. O material cai em um banho de produto em fusão. A injeção de material é contínua, assim como a extração do produto fundido pela frente do forno através de uma bica. Após a extração, o produto cai em uma esteira em movimento, onde ocorre o resfriamento lento, diretamente no ar ambiente. A esteira com material em resfriamento lento e o produto em fusão deixando o

forno podem ser visualizados na Figura 2.15. As paredes laterais, frontal e traseira são compostas de uma camada de tijolo refratário de 0,229 m de espessura e outra de tijolos de alumina de 0,074 m de espessura. O teto é composto apenas da camada de tijolos refratários e abaulado. O banho de produto em fusão dentro do forno possui aproximadamente 0,550 m de espessura.

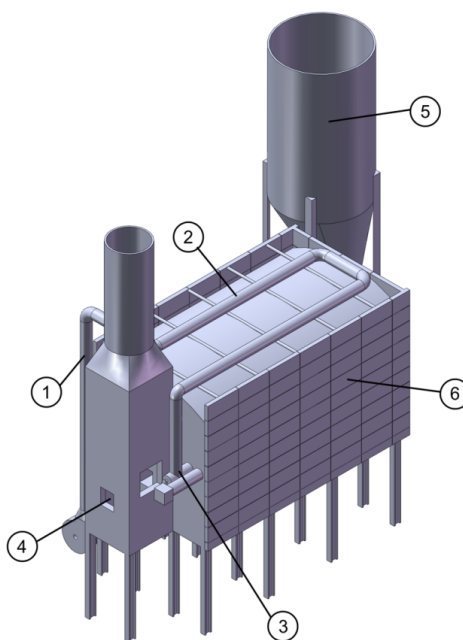


Figura 2. 14 - Esquema do forno estudado com indicações dos principais pontos: 1- comburente antes do pré-aquecimento; 2- pré-aquecimento do comburente; 3- injeção de combustível e comburente no forno; 4- orifício na base da chaminé para a extração de produto fundido e saída dos gases da câmara do forno para a chaminé; 5- silo de alimentação de matéria-prima; 6- paredes de isolante.

As dimensões principais do forno são 2,3 m de altura, 2,3 m de largura e 4,2 de comprimento. Uma vista geral do forno é apresentada na Figura 2.16 (a), onde é possível identificar os pontos destacados. Na Figura 2.16 (b) se apresenta a parte traseira do forno, destacando o injetor de matéria-prima. Nota-se a injeção de material mais perto da lateral direita do forno (quando visto frontalmente).



(a)



(b)

Figura 2. 15 - Material fundido saindo do forno: (a) bica de saída do material fundido na base da chaminé e (b) esteira com material em resfriamento lento.

Uma característica marcante deste tipo de forno de fusão é o tempo de vida útil do forno. Devido às altas temperaturas de operação e ao material processado, as partes internas (refratárias), das paredes sofrem um elevado desgaste. Em certo momento, o forno é desligado e as paredes refeitas, para o forno ser então religado. A degradação do material refrário em um forno de fritas cerâmicas, similar ao de silicato de sódio analisado, pode ser visualizado na Figura 2.17.



(a)



(b)

Figura 2. 16 - Vistas gerais do forno: (a) vista geral frontal, mostrando o queimador e a chaminé e (b) visão geral traseira, mostrando a injeção de matéria-prima.

O queimador é não pré-misturado, injetando o gás natural e o ar pré-aquecido por canais separados. Conforme já comentado, as velocidades de injeção do combustível e comburente são elevadas, estimadas em 90 e 25 m/s respectivamente.



(a)



(b)

Figura 2. 17 - Vistas internas de um forno de fritas cerâmicas com degradação das paredes laterais devido ao uso.

3 Equacionamento

A resolução do problema fluido-termodinâmico referente ao forno de fusão de silicato de sódio em questão envolve a modelagem de três domínios diferentes: os gases dentro da cavidade, a massa de matéria-prima em fusão e as paredes sólidas do forno. O modelo matemático usado neste trabalho utiliza as equações da conservação de massa, da quantidade de movimento linear, da energia e das espécies, na forma da Média de Reynolds-Favre, para a resolução dos fenômenos envolvidos. Para a modelagem da combustão, radiação e turbulência, os modelos EDM, Discrete Transfer e $k - \varepsilon$ foram empregados. Este capítulo apresenta as equações do modelo matemático citadas acima, com as simplificações adotadas. Para uma derivação mais detalhada das equações são indicadas as referências Versteeg e Malalasekera (1995), Anderson (1995) e Patankar (1980). No final do capítulo, o modelo de liberação de gases da massa é apresentado junto com o tratamento das propriedades radiativas. Estes dois últimos itens foram implementados no software comercial CFX através de rotinas externas originais inseridas dentro do código principal.

3.1 Equações básicas da conservação

As equações da conservação da massa, quantidade de movimento, energia e espécies descrevem o escoamento transiente compressível de um fluido com combustão. Para tratar a compressibilidade, uma equação de estado é necessária para relacionar as propriedades. Essas equações são apresentadas na forma conservativa, na sequência. As equações são descritas na forma cartesiana.

3.1.1 Continuidade

A conservação da massa é dada, para um escoamento sem geração de massa, pela equação (3.1):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (3.1)$$

sendo ρ a densidade, t o tempo, u a velocidade do fluido e x a direção da coordenada.

3.1.2 Conservação da quantidade de movimento linear

A conservação da quantidade de movimento linear é expressa por:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i) = \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + B_i \quad (3.2)$$

onde B é força de corpo por unidade de volume agindo no fluido. O tensor de tensão para fluidos newtonianos, com viscosidade dinâmica constante e viscosidade expansional igual a zero, de acordo com a hipótese de Stokes, é dado por:

$$\tau_{ij} = -p\delta_{ij} + \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.3)$$

onde p é a pressão, μ a viscosidade dinâmica e δ_{ij} o delta de Kronecker. Para o escoamento de fluido, μ é considerado constante, pois o efeito da variação da viscosidade no tensor é muito menor que os efeitos da turbulência. Apenas fluidos Newtonianos são considerados neste trabalho.

3.1.3 Conservação da energia

A equação da conservação da energia (entalpia total), é representada pela equação (3.4). O aquecimento por dissipação viscosa foi desprezado por ser considerado pequeno neste trabalho, quando comparado com as trocas de calor da combustão. A equação (3.4) também despreza o trabalho por forças viscosas e de corpo e considera o número de Lewis como unitário.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho H) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j H) = \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + S_{\text{rad}} \quad (3.4)$$

A condutividade térmica é representada por λ e a temperatura por T . A entalpia total, denotada por H , é dada por:

$$H = h + \frac{1}{2} u_i u_i \quad (3.5)$$

onde h é a entalpia estática da mistura dada pela entalpia de uma mistura ideal, ponderada pela fração mássica do componente na mistura, Y , dada por:

$$h = \sum_i h_i Y_i \quad (3.6)$$

A entalpia específica de cada espécie i é dada então pela equação (3.7):

$$h_i = \int_{T_{\text{ref},i}}^T c_{p,i} dT + h_{f,i}^0 \quad (3.7)$$

onde c_p é o calor específico a pressão constante e h_f^0 a entalpia de formação. Uma fonte de energia está incluída na equação (3.4), proveniente da radiação, S_{rad} , detalhada mais adiante.

3.1.4 Conservação das espécies químicas

A equação da conservação das espécies químicas é dada pela equação (3.8):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Y_k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j Y_k) = -\frac{\partial \zeta_j^k}{\partial x_j} + \dot{\omega}_k \quad (3.8)$$

onde $\dot{\omega}_k$ é a geração de massa da espécie k por unidade de volume e ζ_j^k é o fluxo de massa por difusão molecular da mesma espécie, dado pela equação (3.9):

$$\zeta_j^k = -\frac{\mu}{Sc_k} \frac{\partial Y_k}{\partial x_j} \quad (3.9)$$

O número de Schmidt da espécie k é dado pela equação (3.10):

$$Sc_k = \frac{\mu}{\rho D_k} \quad (3.10)$$

onde D_k é a difusividade molecular da espécie química k na mistura.

3.1.5 Equação de estado – gás ideal

A equação para gás ideal é usada para o fechamento do sistema de equações, sendo dada pela equação (3.11):

$$\rho = \frac{pW}{RT} \quad (3.11)$$

onde W é a massa molecular da mistura e R a constante universal dos gases.

3.2 Equacionamento final

3.2.1 Média de Reynolds e Favre

A natureza turbulenta de escoamentos encontrados em câmaras de combustão industriais tem forte influência nos demais fenômenos físicos encontrados nesta situação. Um escoamento turbulento é composto por diferentes escalas de movimento de diferentes tamanhos e velocidades. Esta característica transparece na observação do comportamento de variáveis relacionadas a um escoamento turbulento, como velocidade e temperatura. A natureza da turbulência é

essencialmente tridimensional e aleatória, porém segue padrões estatísticos ao distribuir o valor da variável estatisticamente ao redor de uma média, de acordo com diferentes comportamentos. A Figura 3.1 mostra uma representação da medição de temperatura em um escoamento turbulento e sua distribuição estatística seguindo uma distribuição normal.

A resolução direta das equações (3.1) a (3.4) e (3.8) é conhecida como Direct Numerical Simulation – DNS (Mathieu e Scott, 2000). Neste tipo de resolução, todas as escalas de comprimento e de tempo da turbulência são resolvidas.

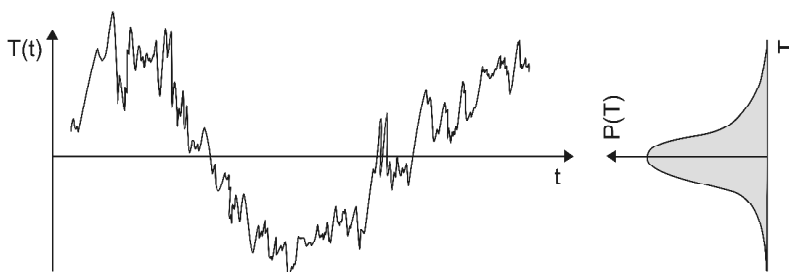


Figura 3. 1 - Valores de temperatura em um ponto fixo de um escoamento turbulento em regime permanente ao longo do tempo e sua distribuição estatística. Adaptado de Mathieu e Scott (2000).

A partir da definição das escalas de Kolmogorov (Mathieu e Scott, 2000), as razões entre as ordens de comprimento e tempo das pequenas e grandes escalas podem ser determinadas com base no número de Reynolds, Re , conforme $\eta / l_0 \sim Re^{-3/4}$ e $\tau_\eta / \tau_0 \sim Re^{-1/2}$, respectivamente. A ordem de comprimento e tempo das pequenas escalas é dada por η e τ_η respectivamente, enquanto que para as grandes escalas são dadas por l_0 e τ_0 . À medida que o número de Reynolds se torna mais elevado, a razão entre as escalas aumenta. Esta característica do escoamento turbulento limita, atualmente, a utilização da resolução de escoamentos através da técnica DNS para escoamentos com baixo número de Reynolds e domínio de resolução pequeno.

De outra forma, a turbulência é tratada através de aproximações, a partir de diferentes modelos de turbulência. Atualmente, os modelos de turbulência se dividem em quatro níveis de resolução, conforme representado na Figura 3.2.

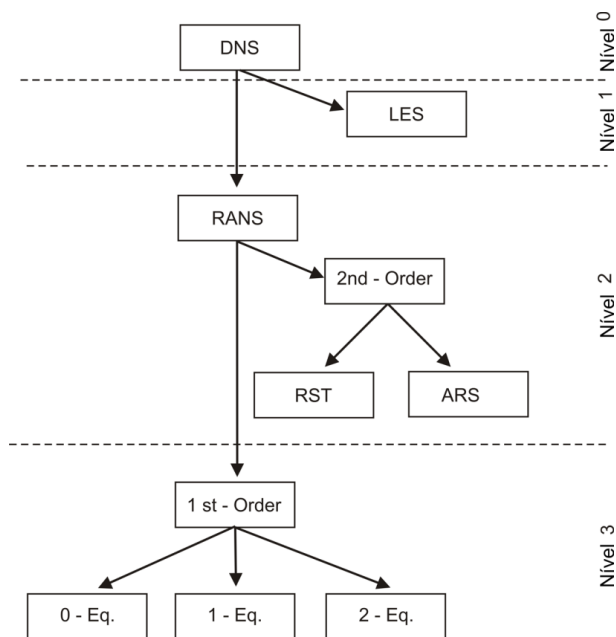


Figura 3. 2 - Hierarquia dos modelos atuais de turbulência.

Abreviações: DNS = Direct Numerical Simulation; LES = Large Eddy Simulation; RANS = Equações da Conservação Média de Reynolds; 1st order = fechamento da turbulência de primeira ordem; 2st order = fechamento da turbulência de segunda ordem; RST = Modelos de transporte da Tensão de Reynolds; ARS = Modelos algébricos da Tensão de Reynolds; 0-, 1-, 2-Eq = Modelos de zero, uma e duas equações. (Adaptado de Blazek, 2001).

O nível de aprofundamento na resolução da turbulência é decrescente, tendo os modelos indicados pelo nível 3, como os mais simplificados e os indicados pelo nível 0, os mais completos. No nível 3 aparecem os modelos chamados de primeira ordem, representados pelo modelo algébrico (0 equações) e o modelo de uma ou duas equações. Os modelos classificados neste nível são baseados na hipótese de viscosidade turbulenta de Boussinesq. Eles são resolvidos a partir do conceito de médias de Reynolds, com a utilização das equações médias de Reynolds aplicadas a Navier-Stokes (RANS – Reynolds Averaged Navier Stokes). RANS foi desenvolvida para encontrar a solução das

equações de Navier-Stokes, dadas em função dos valores médios de pressão, velocidade e temperatura. A turbulência é considerada a partir do efeito causado pelas flutuações do Tensor de Reynolds e das propriedades térmicas. Resolvendo estas equações se calculam os valores médios de pressão, velocidade e temperatura em função do tempo. São exemplos de modelos de duas equações os modelos $k - \varepsilon$ e $k - \omega$. Em uma equação se encontram os modelos de Prandtl e de Spalart-Allmaras enquanto que para zero equações os modelos de Baldwin-Lomax e Cebeci-Smith podem citados.

No nível 2, ainda com a aplicação de RANS, há os modelos de segunda ordem, onde o tensor de Reynolds é modelado através da mesma hipótese de Boussinesq ou da resolução de uma equação de transporte para o tensor de Reynolds.

No nível 1, a técnica *Large Eddy Simulation* - LES, é aplicada para descrever altas escalas de turbulência de forma explícita, considerando também os efeitos das menores escalas de turbulência. Nesta técnica, uma função do tipo logaritmo é aplicada às equações da conservação da massa, da quantidade de movimento e da energia, atuando como um filtro, permitindo minimizar as variações nos valores de pressão, velocidade e temperatura. Ela consegue rastrear variações de baixa frequência nos movimentos turbulentos porém corta as de alta frequência. Esse detalhe pode ser visualizado na Figura 3.3, onde está representada a diferença nas soluções entre os modelos RANS, LES e DNS, no valor da temperatura observada através dos três modelos, em um ponto fixo, de um escoamento turbulento em regime permanente.

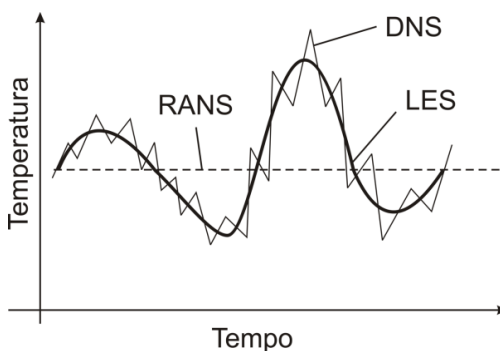


Figura 3. 3 - Representação da diferença na solução de um mesmo ponto fixo de um escoamento turbulento em regime permanente através dos modelos DNS, LES e RANS.

O método das equações RANS é o método usado neste trabalho. Porém são utilizadas as Equações de Navier-Stokes de médias de Reynolds e Favre, que diferem um pouco das equações RANS, ao utilizar duas médias diferentes, dependendo da variável a ser calculada.

Neste método, as componentes turbulentas de uma determinada propriedade são decompostas em média e flutuações. Utilizando a média de Reynolds, essa decomposição é dada, para a variável genérica ϕ_i , por:

$$\phi_i = \overline{\phi_i} + \phi_i' \quad (3.12)$$

onde ϕ_i é o valor da variável instantânea, ϕ_i' a parte flutuante de ϕ_i e $\overline{\phi_i}$ o valor médio de Reynolds da mesma variável. O valor médio de Reynolds é calculado a partir de:

$$\overline{\phi_i} = \frac{1}{\tau_t} \int_{\tau_t} \phi_i(t) dt \quad (3.13)$$

onde τ_t é o intervalo de tempo onde é realizado a média e t , o tempo instantâneo.

Em casos onde a massa específica não é constante, é aconselhável aplicar a decomposição de Favre, também conhecida como média mássica para certas variáveis na equação de Navier-Stokes. Aplicando apenas a média de Reynolds, as equações governantes ficam muito mais complicadas devido às correlações adicionais envolvendo as flutuações de densidade. Então a maneira mais conveniente para resolver as equações de Navier-Stokes, seria aplicar a média de Reynolds para densidade e pressão e a média de Favre para velocidades, energia interna, entalpia e temperatura (Blazek, 2001). A média de Favre é dada por:

$$\tilde{\phi_i} = \frac{1}{\bar{\rho}} \left(\frac{1}{\tau_t} \int_{\tau_t} \rho \phi_i(t) dt \right) \quad (3.14)$$

onde $\bar{\rho}$ é a densidade média de Reynolds. A decomposição de Favre para a variável genérica ϕ_i resulta então em:

$$\phi_i = \widetilde{\phi_i} + \phi_i'' \quad (3.15)$$

sendo $\widetilde{\phi_i}$ o valor médio de Favre da variável ϕ_i e ϕ_i'' , a parte flutuante de ϕ_i .

As equações de médias de Favre-Reynolds são apresentadas na sequência. Maior detalhamento com relação aos demais modelos de turbulência podem ser encontrados em Mathieu e Scott (2000).

3.2.2 Equações da Conservação Média de Reynolds e Favre

Após a aplicação da média de Reynolds e Favre de acordo com a seção anterior, as equações da conservação das espécies, continuidade, quantidade de movimento linear e da entalpia total (energia), são descritas pelas equações (3.16) a (3.19), respectivamente.

$$\frac{\partial \bar{\rho} \widetilde{Y_k}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \widetilde{u_j} \widetilde{Y_k}}{\partial x_j} = - \frac{\partial \bar{\rho} \widetilde{u_j'' Y_k''}}{\partial x_j} + \overline{\dot{\omega}_k} \quad (3.16)$$

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \widetilde{u_j}}{\partial x_j} = 0 \quad (3.17)$$

$$\frac{\partial \bar{\rho} \widetilde{u_i}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \widetilde{u_j} \widetilde{u_i}}{\partial x_j} = - \frac{\partial \bar{\rho} \widetilde{u_i'' u_j''}}{\partial x_j} - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial \overline{\tau_{ij}}}{\partial x_j} + B_i \quad (3.18)$$

$$\frac{\partial \bar{\rho} \widetilde{H}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \widetilde{u_j} \widetilde{H}}{\partial x_j} = - \frac{\partial \bar{\rho} \widetilde{u_j'' h''}}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{p}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial \widetilde{T}}{\partial x_j} \right) + S_{\text{rad}} \quad (3.19)$$

O fluxo laminar difusivo da equação de espécies químicas foi desprezado, uma vez que os fluxos laminares são muito menores que os fluxos turbulentos. Na equação da energia total, o transporte molecular e turbulento da energia cinética turbulenta foi desconsiderado e a entalpia

total é agora relacionada com a entalpia estática, , através da equação (3.20). A entalpia estática é definida de maneira análoga as equações (3.6) e (3.7) apresentadas anteriormente, na forma de média de Favre.

$$\widetilde{H} = \frac{1}{2} \widetilde{u_i u_i} + \widetilde{h} \quad (3.20)$$

O tensor tensão (já excluída a pressão), agora é dado pela equação (3.21):

$$\overline{\tau_{ij}} = \mu \left(\frac{\partial \widetilde{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \widetilde{u_j}}{\partial x_i} \right) \quad (3.21)$$

Três termos novos aparecem nas equações da conservação: o tensor de Reynolds $\overline{\rho u_i u_j}$, e os fluxos turbulentos de espécies, $\overline{\rho u_j Y_k}$, e de entalpia, $\overline{\rho u_j h}$. Ambos os fluxos turbulentos são modelados aqui de maneira análoga ao transporte por gradiente, dados pelas equações (3.22) e (3.23):

$$\overline{\rho u_j Y_k} = - \frac{\mu_t}{Sc_{kt}} \frac{\partial \widetilde{Y_k}}{\partial x_j} \quad (3.22)$$

$$\overline{\rho u_j h} = - \frac{\mu_t}{Sc_t} \frac{\partial \widetilde{h}}{\partial x_j} \quad (3.23)$$

O tensor de Reynolds é modelado de acordo com o modelo de turbulência adotado. No presente caso, o tensor é modelado de acordo com o modelo $k-\varepsilon$, através da hipótese de Boussinesq, dada pela equação (3.24):

$$\overline{\rho u_i u_j} = \mu_t \left(\frac{\partial \widetilde{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \widetilde{u_j}}{\partial x_i} \right) \quad (3.24)$$

sendo μ_t a viscosidade dinâmica turbulenta.

As equações de média de Reynolds e Favre da conservação após a aplicação do modelo de turbulência resultam finalmente nas equações (3.25) a (3.28):

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_j}{\partial x_j} = 0 \quad (3.25)$$

$$\frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{Y}_i)}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{u}_j \tilde{Y}_i)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_{ref} \frac{\partial \tilde{Y}_i}{\partial x_j} \right) + \bar{\dot{\omega}}_i \quad (3.26)$$

$$\frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{u}_m)}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{u}_m \tilde{u}_j)}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{p}'}{\partial x_m} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial \tilde{u}_m}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_m} \right) \right] + B_i \quad (3.27)$$

$$\frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{H})}{\partial t} - \frac{\partial \bar{p}}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{u}_j \tilde{H})}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu}{Pr} \frac{\partial \tilde{h}}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial \tilde{h}}{\partial x_j} \right) + S_{rad} \quad (3.28)$$

onde a densidade média é dada pela equação (3.29):

$$\frac{1}{\bar{\rho}} = \sum_i \tilde{Y}_i \left(\frac{1}{\bar{\rho}_i} \right) \quad (3.29)$$

e o coeficiente efetivo de difusão pela equação (3.30):

$$\Gamma_{eff} = \Gamma_i + \frac{\mu_t}{Sc_t} \quad (3.30)$$

onde o subscrito t indica turbulento, Γ_i é o coeficiente de difusão e a viscosidade dinâmica efetiva é dada pela equação (3.31)

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (3.31)$$

3.2.3 Modelo $k - \varepsilon$

Conforme visto, três termos extras aparecem nas equações da conservação Favre-RANS, devido ao uso das médias. Os modelos de turbulência de primeira e segunda ordem são usados para modelar estes termos. A ordem difere na forma como a aproximação para estes termos é realizada. Para modelos de segunda ordem, uma equação não-linear é utilizada para modelar o Tensor de Reynolds. Para os modelos de primeira ordem, uma equação linear é usada. No presente caso, o modelo $k - \varepsilon$ foi aplicado, com a hipótese de Bousinesq. O modelo $k - \varepsilon$ (Launder e Spalding, 1974), é baseado na hipótese de que o transporte turbulento pode ser descrito por uma viscosidade turbulenta, de maneira análoga à expressão para tensor viscoso, e representado pela equação (3.32):

$$\mu_t = C_\mu \bar{\rho} \frac{\overline{\kappa^2}}{\varepsilon} \quad (3.32)$$

onde C_μ é uma constante empírica do modelo. Seu valor é apresentado mais à frente, na Tabela 3.1. Duas novas variáveis aparecem: a energia cinética turbulenta, κ , e a dissipação da energia cinética turbulenta, ε . A energia cinética turbulenta representa a energia cinética dos movimentos turbulentos não resolvidos diretamente pelo modelo da turbulência, enquanto a dissipação turbulenta representa a taxa de dissipação de energia turbulenta em calor. Equações de transporte para estas duas novas variáveis são resolvidas de acordo com as equações (3.33) e (3.34):

$$\frac{\partial(\bar{\rho}\kappa)}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{u}_j\kappa)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\kappa} \right) \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \right] + P_\kappa - \bar{\rho}\varepsilon \quad (3.33)$$

$$\frac{\partial(\bar{\rho}\varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{u}_j\varepsilon)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\varepsilon 1} P_\kappa \frac{\varepsilon}{\kappa} - C_{\varepsilon 2} \bar{\rho} \frac{\varepsilon^2}{\kappa} \quad (3.34)$$

onde mais quatro constantes empíricas aparecem: σ_κ , σ_ε , $C_{\varepsilon 1}$ e $C_{\varepsilon 2}$. Seus valores também estão apresentados na Tabela 3.1. A taxa de produção de energia turbulenta devido à energia viscosa, P_κ , é definida por:

$$P_\kappa = \mu_t \left(\frac{\partial \widetilde{u}_m}{\partial x_j} + \frac{\partial \widetilde{u}_j}{\partial x_m} \right) \left(\frac{\partial \widetilde{u}_m}{\partial x_j} \right) \quad (3.35)$$

Tabela 3. 1 - Valores de constantes do modelo de turbulência adotados.

Constante	C_1	C_2	C_3	C_μ	σ_κ	σ_ε	σ_H	σ_ϕ
Valor	1,44	1,92	0	0,09	1,0	1,217	0,9	0,9

3.2.4 Modelo de interação entre cinética e turbulência: Eddy Dissipation Model - EDM

Na equação de conservação de espécies químicas, equação (3.26), a geração (ou sumidouro), de massa devido a reações químicas é dada por $\overline{\dot{\omega}_i}$, de acordo com a equação (3.36) e representa a taxa de produção do componente i, definida como a soma da taxa de progresso para cada reação elementar, n , onde esse componente participa, dada por:

$$\overline{\dot{\omega}_i} = W_i \sum_{n=1}^n (\nu_{n,i}'' - \nu_{n,i}') R_n \quad (3.36)$$

onde $\nu_{n,i}''$ é o coeficiente estequiométrico do produto i da reação n e $\nu_{n,i}'$ é o coeficiente estequiométrico do reagente i da equação n . A taxa de reação elementar da reação n é dada por R_n . Para resolver a taxa de reação elementar para a reação química adotada, o modelo EDM, baseado no conceito EDC proposto por Magnussen (1981), foi utilizado. Esse modelo assume que a taxa de reação elementar é dada pelo menor valor entre as equações (3.37) e (3.38), seguintes:

$$R_n = C_1 \frac{\varepsilon}{\kappa} \min \left(\frac{c_i}{v_{n,i}} \right) \quad (3.37)$$

$$R_n = C_1 C_2 \frac{\varepsilon}{\kappa} \left(\frac{\sum_P c_i W_i}{\sum_P v_{n,i} W_i} \right) \quad (3.38)$$

onde $C_1 = 4,0$ e $C_2 = -1,0$ são constantes do modelo e C é a concentração molar. Na equação (3.37) o subscrito i se refere exclusivamente aos reagentes, enquanto que na equação (3.38) se refere exclusivamente aos produtos.

O último termo na equação da conservação da energia, equação (3.28), representa a fonte de energia da radiação S_{rad} , resolvida de acordo com o modelo de radiação adotado, descrito a seguir.

3.2.5 Modelo de radiação: Discrete Transfer Radiative Model - DTRM

O modelo adotado neste trabalho para o tratamento da radiação foi o Modelo de Transferência Radiativa Discreta (em inglês - Discrete Transfer Radiative Model - DTRM). Dentre os modelos de radiação disponíveis para modelagem de problemas industriais, com acoplamento de fluidodinâmica e transferência de calor, o DTRM é bastante popular devido a sua demanda computacional moderada e a facilidade de implementação com o método dos volumes finitos. De acordo com os criadores do método, Lockwood e Shaw (1981), ele se apresenta como um método aplicável a geometrias complexas, com a possibilidade de regular o grau de precisão desejado, e econômico computacionalmente. Difere, assim, do método de zonas (Hottel e Sarofim, 1967), que aumenta a demanda computacional consideravelmente em problemas com geometrias complexas.

O conceito base do método consiste em considerar as superfícies de contorno do problema como fontes radiantes. A energia emitida pelas superfícies no hemisfério de emissão é dividida em um número determinado de raios e a energia emitida em um determinado ângulo sólido é assumida como um único raio. Sendo assim, quanto maior o número de raios, maior a precisão do modelo. O raio emitido é

seguido pelo algoritmo e a emissão e absorção de energia são contabilizadas nos volumes pelos quais o raio passa. Maiores detalhes com relação ao desenvolvimento deste modelo podem ser encontrados em Lockwood e Shaw (1981).

Matematicamente o modelo é descrito através da resolução da equação de transporte radiativo (RTE), descrita de acordo com a equação (3.39) na sua forma espectral, para um meio participante sem difusão e com índice de refração unitário:

$$\frac{d i_{\lambda}(\vec{r}, \vec{s})}{ds} + a_{\lambda} i_{\lambda}(\vec{r}, \vec{s}) = a_{\lambda} i_{\lambda b}(\vec{r}, \vec{s}) \quad (3.39)$$

onde i é a intensidade de radiação, a o coeficiente de absorção e σ a constante de Stefan-Boltzmann. Os vetores \vec{r} e \vec{s} indicam a posição e a direção unitária vetorial respectivamente. O subíndice λ representa a dependência espectral das variáveis enquanto o subíndice b indica corpo negro. O primeiro termo da esquerda representa a variação da intensidade espectral de radiação na direção s , o segundo termo, a taxa de absorção dessa intensidade, enquanto o termo da direita representa a taxa de emissão pelo meio. A equação (3.39) é integrada no volume de controle ao longo do raio considerado, resultando na equação (3.40) para tratamento espectral e na equação (3.41) para tratamento cinza:

$$i_{\lambda, n+1} = i_{\lambda b} (1 - e^{-as}) + i_{\lambda, n} e^{-as} \quad (3.40)$$

$$i_{n+1} = \frac{\sigma T^4}{\pi} (1 - e^{-as}) + i_n e^{-as} \quad (3.41)$$

onde o subíndice n representa a face do volume de controle atravessada pelo raio considerado e T a temperatura local do volume. No tratamento com bandas espectrais de radiação através da equação (3.40) a intensidade de radiação de cada banda é calculada separadamente e a intensidade total é obtida com o somatório da multiplicação da intensidade em cada banda pelo incremento de comprimento de onda de cada banda.

As superfícies do contorno são consideradas como cinzas e difusoras. A equação (3.42) representa a intensidade de radiação que

deixa cada uma dessas superfícies (termo à esquerda da equação). O primeiro termo e o segundo termo à direita representam, respectivamente, as intensidades refletida e emitida pela superfície em questão, sendo ε_w a emissividade da superfície:

$$i = \frac{q_{out}}{\pi} = (1 - \varepsilon_w) \frac{q_{in}}{\pi} + \varepsilon_w \frac{\sigma T_w^4}{\pi} \quad (3.42)$$

O fluxo de energia incidente nesta superfície, q_{in} , é calculado através da soma da energia incidente de todas as direções, de acordo com a equação (3.43):

$$q_{in,j} = \int_{\vec{s} \cdot \vec{n} < 0} i_j \vec{s} \cdot \vec{n} d\Omega \approx \sum_{i=1}^{n \text{ raios}} i_{j,i} \cos \Theta_{j,i} \Delta\Omega_{j,i} \approx \sum_{i=1}^{n \text{ raios}} i_{j,i} \cos \Theta_{j,i} \sin \Theta_{j,i} (\Delta\Theta_{j,i}) \Delta\varphi_{j,i} \quad (3.43)$$

onde Θ é o ângulo polar, Ω o ângulo sólido e φ o ângulo azimutal. Para um volume de controle j , a fonte de energia devido às trocas radiativas é dada, para um determinado raio, pela equação (3.44):

$$\overline{S_j} = (i_{n+1} - i_n) A_j \cos \Theta_{j,i} \Delta\Omega_{j,i} = (i_{n+1} - i_n) A_j \cos \Theta_{j,i} \sin \Theta_{j,i} (\Delta\Theta_{j,i}) \Delta\varphi_{j,i} \quad (3.44)$$

O termo fonte, para o cômputo do total resultante de energia por radiação em um volume, é o somatório da contribuição de todos os raios k , dada pela equação (3.45):

$$S_{rad} = S_{j,tot} = \sum_{i=1}^k \overline{S_{j,i}} \quad (3.45)$$

3.2.6 Modelo de tratamento das propriedades radiativas dos gases

Os gases dentro da cavidade do forno foram considerados como participantes nas trocas radiativas e a estimação de suas propriedades foi necessária.

Duas modelagens foram aplicadas neste trabalho para tratamento das propriedades radiativas do gás dentro da câmara de combustão.

A primeira é a resolução da radiação não espectral, através do modelo de soma-ponderada-dos-gases-cinzas (WSGGM). O conceito básico deste modelo é simular as propriedades radiativas de um gás real, a partir do somatório de alguns gases cinzas. Neste caso a fração de energia correspondente a cada gás cinza é equivalente à fração de energia emitida por um corpo negro na temperatura do gás que está na região espectral ocupada pelo gás cinza. A emissividade do gás é dada por:

$$\epsilon_g = \sum_{j=1}^j b_j \left(1 - e^{-a_j s}\right) \quad (3.46)$$

onde b e a são o peso e o coeficiente de extinção do j -ésimo gás cinza, respectivamente, ϵ_g a emissividade do gás e s é a espessura de distância considerada do meio. Smith et al. (1982), obtiveram coeficientes de absorção e polinômios para o cálculo dos pesos para misturas de CO_2 e H_2O (vapor), na queima de metano e ar. Diversos trabalhos atuais se aprofundaram na estimação de coeficientes para aplicação neste modelo, chegando a diferentes contribuições. Maurente (2008), indicou que os polinômios de Smith et al. (1982), apresentam discrepâncias com valores experimentais para queimas em fornos, pois foram estimados para misturas obtidas com combustão completa do metano. Krishmoorthy (2010) apresentou correlações, para os pesos e coeficientes de extinção, mais adequadas para misturas com maior concentração de CO_2 e vapor d'água, como as encontradas na queima com oxigênio. Detalhes adicionais foram apresentados por Dorigon et al. (2013) e por Yoon et al. (2010). Uma característica conjunta destes trabalhos é, todavia, a consideração de uma relação molar entre H_2O e CO_2 uniforme nos gases para todo o domínio resolvido.

Um trabalho específico é o de Johanssen et al. (2011), onde coeficientes para queima de metano e ar são propostos, sem a limitação da relação molar uniforme, ao levar em conta a variação da relação entre as concentrações de CO_2 e vapor d'água dentro do domínio. Os coeficientes são aplicáveis para relações da concentração molar de vapor d'água (H_2O), para CO_2 ($x_{\text{H}_2\text{O}} / x_{\text{CO}_2}$) entre 0,125 e 2,0. Os coeficientes de Smith et al. (1982), e Johansenn et al. (2011), foram ambos utilizados neste trabalho para modelagem do problema estudado.

A segunda modelagem aborda a resolução do problema espectral através do modelo de Multibandas, contabilizando

propriedades radiativas obtidas com o modelo Exponential Wide-Band (EWBM). Com a modelagem Multibandas, a RTE - equação (3.40) na forma espectral - é resolvida separadamente para as diferentes bandas determinadas e integrada no espectro radiativo considerado. Detalhes sobre a modelagem matemática do modelo EWBM pode ser encontrada em Modest (2003) e Siegel e Howell (2010). Quatro bandas participantes foram consideradas, com apenas a participação de CO₂ e H₂O (vapor), na radiação, para uma composição fixa e uniforme na cavidade do forno: 15 µm, 4,3 µm, 2,7 µm e 6,3 µm. No total, o problema foi resolvido para nove bandas (considerando também as bandas não participativas), apresentadas na Tabela 3.2. O cálculo dos coeficientes e bandas é apresentado no trabalho de Stefanidis et al. (2007) e Stefanidis et al. (2008). É importante destacar aqui que a composição uniforme para os gases considerada no cálculo das propriedades térmicas usadas neste modelo é a composição clássica encontrada com a queima de metano e ar também utilizada para o cálculo dos coeficientes de Smith et al. (1982), do modelo WSGGM, destacada na Tabela 3.3. O modelo WSGGM foi empregada neste trabalho como um modelo de radiação cinza devido a resolução numérica do modelo, onde a RTE (equação (3.39)) foi resolvida apenas uma vez, para o somatório dos gases cinzas do modelo, ao contrário do tratamento não cinza deste modelo onde a RTE é resolvida separadamente para cada gás cinza do modelo.

Tabela 3. 2 - Bandas e coeficientes de absorção utilizados para a modelagem Multibandas.

Banda	Limite inferior [µm]	Limite Superior [µm]	Coefficiente de absorção [m ⁻¹]
1	0	2,50	0
2	2,50	2,76	$9,4388 - 0,0035T + 8 \exp(-7T^2)$
3	2,76	4,15	0
4	4,15	4,49	$12,763 - 0,0025T + 1 \exp(-6T^2)$
5	4,49	5,02	0
6	5,02	8,32	$4,9413 - 0,0035T + 8 \exp(-7T^2)$
7	8,32	11,80	0
8	11,80	20,66	$4,8798 - 0,0034T + 8 \exp(-7T^2)$
9	20,66	45,0	0

T – temperatura absoluta [K].

Fonte: Johansenn et al. (2011).

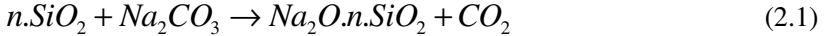
Tabela 3.3 - Composição uniforme considerada para o gás na cavidade do forno para o modelo de Multibandas.

Elemento	% (em massa)
CO ₂	0,1220
H ₂ O (vapor)	0,1180
O ₂	0,0366
N ₂	0,7234

Fonte: Stefanidis et al. (2007)

3.2.7 Modelo de liberação de gases do banho

Conforme descrito e apontado nos Capítulos 2 e 4, uma liberação significativa de CO₂ ocorre no processo de produção de silicato de sódio. Nos casos analisados, essa liberação variou de 20 a 46% do total de CO₂ medido nos gases do forno. Com o objetivo de analisar a influência desta liberação de CO₂ no processo de transferência de calor dentro do forno, um modelo de liberação de gases foi implementado. Neste modelo, os gases liberados são considerados apenas na câmara de combustão do forno e não dentro do banho. A quantidade de CO₂ liberada é estimada a partir da reação química, equação (2.1), repetida aqui abaixo.



A entrada de massa é definida uniforme através da superfície de interface entre o banho e os gases da combustão, conforme a Figura 3.4. A massa de CO₂ liberada é inserida na equação de conservação das espécies químicas através de uma fonte de massa dada pela equação (3.47):

$$\overline{\dot{\omega}}_i = \left(\frac{\dot{m}_{CO_2}}{A_{sur}} \right) \frac{A_i}{V_i} \quad (3.47)$$

onde A_{sur} é a superfície total da interface do banho, \dot{m}_{CO_2} o fluxo de massa total de CO₂ teórico liberado pelo banho, A_i a área da face do volume de controle i por onde a massa de CO₂ entra e V_i o volume. A massa de CO₂ é injetada no volume i com velocidade e temperatura

constantes. O fluxo de massa total de CO_2 teórico é calculado com a estequiometria da equação (2.1) para a produção de material e relação n dada.

Essa fonte de massa gera uma fonte secundária nas demais equações da conservação, onde este termo se comporta como uma condição de contorno de entrada, estando descritos, por este motivo, no capítulo 5.

A escolha de uma fonte uniforme em toda a área de interface foi feita devido à falta de dados específicos com relação a este processo de liberação.

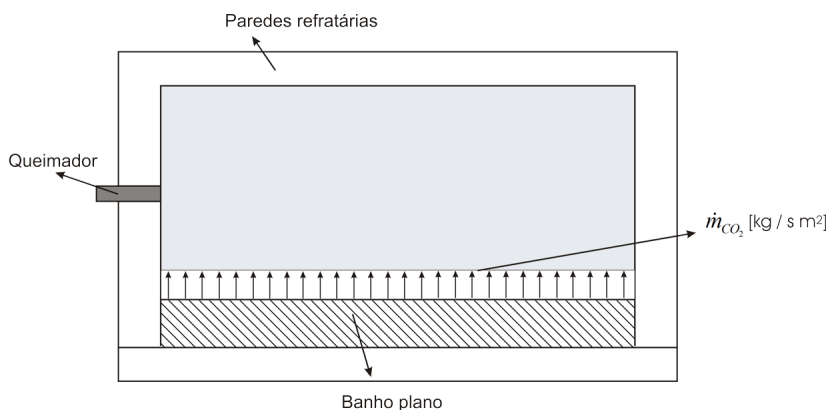


Figura 3. 4 - Representação gráfica do modelo de liberação de gases pelo banho.

3.2.8 Modelo de resolução e detalhes numéricos

O método de resolução adotado foi o Método dos Volumes Finitos, conforme descrito em Patankar (1980). Neste método, o domínio de resolução é dividido em pequenos volumes discretos, onde as equações da conservação apresentadas anteriormente são integradas. As equações são discretizadas e aproximadas por métodos numéricos e o conjunto resultante de equações algébricas é resolvido através de um método numérico. O software comercial CFX 14 foi empregado para a aplicação deste método ao problema.

3.2.7.1 Discretização das equações e esquemas numéricos

As equações da conservação apresentadas anteriormente podem ser agrupadas na forma de uma equação de transporte geral, dada pela equação (3.48):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\bar{\rho}\phi) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\rho}\tilde{u}_j\phi) - \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\Gamma_{\phi eff} \frac{\partial \phi}{\partial x_j}\right) = S_\phi \quad (3.48)$$

onde ϕ representa a variável de interesse, $\Gamma_{\phi eff}$ a difusividade efetiva e S_ϕ o termo fonte. Para a utilização do método dos volumes finitos, a equação (3.48) é integrada em um volume de controle, levando à equação (3.49)

$$\int \frac{\partial \bar{\rho}\phi}{\partial t} dV + \int \bar{\rho}\phi\tilde{u}_j.\vec{n}dA - \int \Gamma\nabla\phi.\vec{n}dA = \int SdV \quad (3.49)$$

onde V é o volume da célula onde a equação está sendo integrada, A a área da face considerada e \vec{n} o vetor normal à face. Cada termo é então discretizado com a finalidade de transformar as equações integrais em equações algébricas. No caso do software comercial utilizado neste trabalho, Ansys CFX, o método de cell-center é aplicado, ou seja, as variáveis são estocadas no centro dos volumes de controle. Para os termos temporais, um esquema de discretização de primeira ordem foi utilizado. Os termos difusivos são discretizados com diferenças finitas de segunda ordem. Para os termos advectivos um esquema *Upwind* de primeira ordem foi utilizado.

Para resolução do acoplamento pressão-velocidade, o CFX usa o algoritmo SIMPLEC. O algoritmo SIMPLEC considera um método de pressão e velocidades desacopladas, onde a pressão é posicionada no centro do volume. As velocidades, porém, são posicionadas nas faces do volume de controle. Para juntar o SIMPLEC com o método cell-center, o esquema de interpolação Rhie e Chow (Rhie e Chow, 1983), foi considerado para o cálculo das velocidades nas interfaces entre os volumes.

Para convergência foi adotado o critério de resíduo máximo nas variáveis das equações da conservação de 10^{-5} e de menos de 1% para os balanços das equações da conservação.

4 Análise experimental do forno

Este capítulo apresenta a análise experimental do forno de fusão de silicato de sódio estudado. A metodologia de coleta de dados é descrita e os resultados para três medições distintas apresentados em seguida. As incertezas associadas à medição de cada variável são apresentadas em conjunto com os resultados. Detalhes dos cálculos das incertezas de medição se encontram no Anexo B.

4.1. Metodologia experimental

O forno estudado opera em regime contínuo de operação por vários meses, no final dos quais é desligado para manutenção e posterior reativação. O período de operação contínua depende principalmente de dois fatores: do campo de temperatura dentro do forno e do material que é processado. Sendo assim, assume um período inicial de operação transiente, chamado de colocação em marcha, partindo da temperatura ambiente. Após alguns dias o forno entra em regime permanente, em operação contínua.

Um caso de medição, como apresentado na sequência deste capítulo, corresponde a um conjunto de dados coletados durante um período de 2 a 4 horas, com o equipamento em operação. Casos diferentes podem apresentar variações, de acordo com o produto que está sendo processado e com a condição de degradação das paredes do forno. Neste trabalho três casos foram medidos em datas espaçadas durante um período de dois anos, no mesmo forno, mas com processamento de matérias-primas diferenciadas. Os casos são apresentados como Caso 1, Caso 2 e Caso 3. O Caso 3 foi medido após mudanças estruturais no forno - mudança da posição e inclinação do queimador e mudança da abertura da chaminé. Enquanto os Casos 1 e 2 são utilizados mais adiante para validação do modelo computacional, o Caso 3 é apresentado apenas neste capítulo para caracterização experimental do forno.

As seguintes variáveis foram visadas nas medições: (i) vazão de combustível e comburente, (ii) temperatura do comburente (ar pré-aquecido), (iii) temperatura de saída dos gases da combustão, (iv) temperatura de saída do produto, (v) temperatura das superfícies externas das paredes do forno, (vi) composição dos gases na chaminé, e (vii) produção do forno.

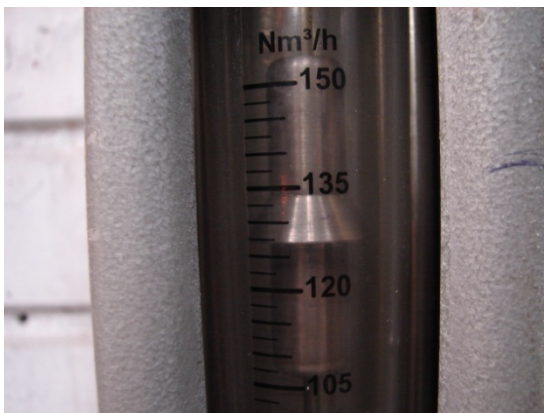
A seguir, a metodologia de coleta de dados aplicada a cada uma das variáveis é explicitada, com indicações dos pontos de coleta de dados e instrumentação.

4.1.1 Vazão de combustível e comburente

4.1.1.1. Vazão de combustível



(a)



(b)

Figura 4. 1 - Instrumento utilizado para a medição da vazão de combustível do forno: (a) rotâmetro instalado na linha de gás natural que alimenta o forno e (b) detalhe de uma indicação em vazão volumétrica em Nm^3/h .

A vazão de combustível foi medida através de um rotâmetro instalado na linha de alimentação de gás natural exclusiva do forno. A Figura 4.1 apresenta uma imagem fotográfica do rotâmetro instalado na linha de gás natural e outra em detalhe de uma indicação em vazão volumétrica normalizada.

4.1.1.2. Vazão de comburente



(a)



(b)

Figura 4. 2 - Canalização de ar de combustão situada acima do teto do forno para pré-aquecimento: (a) entrada e saída da canalização e (b) prolongamento da canalização para pré-aquecimento.

Ar ambiente pré-aquecido é utilizado como comburente no forno. Atualmente o pré-aquecimento ocorre através do reaproveitamento de uma parcela da energia desprendida pela superfície externa do teto do forno. O ar percorre uma canalização apoiada na superfície externa do teto, antes de ser injetado junto com o combustível na câmara de combustão. A Figura 4.2 (a) apresenta detalhes da canalização de ar de combustão que percorre a superfície externa do teto situada na parte frontal do forno, enquanto a Figura 4.2 (b) mostra a continuação da canalização na parte posterior do forno.



(a)



(b)

Figura 4. 3 - Tubulação de ar de combustão: (a) ventilador de insuflamento e tubo de Pitot fixo; (b) injeção no forno e ponto de medição da temperatura do ar pré-aquecido.

A Figura 4.3 mostra o ventilador que alimenta a canalização de ar de combustão e o final da tubulação com a injeção de ar dentro da câmara de combustão.

Após o ventilador na Figura 4.3 (a) há um tubo de Pitot fixo no centro da tubulação. Este instrumento é usado para obter a pressão dinâmica do ponto central da tubulação e corrigido, a fim de estimar a vazão de comburente. A empresa trabalha com este valor para cálculos de estequiometria. A medição da vazão de comburente foi realizada com outro tubo de Pitot de 10 mm de diâmetro, na mesma tubulação, porém mais distante do ventilador.

A medição com o tubo de Pitot foi feita com ar à temperatura ambiente, antes do pré-aquecimento do mesmo. O tubo de Pitot é usado para obter a pressão dinâmica através da medição da pressão estática e de estagnação em pontos discretos de uma seção da tubulação respectiva. Quando utilizado juntamente com um manômetro, a velocidade é obtida a partir da Equação (4.1), onde a velocidade u é a velocidade do escoamento no ponto medido, g a aceleração da gravidade e H_L a altura medida no manômetro. A densidade do fluido sendo medido é dada por ρ_f , enquanto a densidade do fluido utilizado no manômetro é dada por ρ_m .

$$u = \sqrt{2gH_L \left(\frac{\rho_m - \rho_f}{\rho_f} \right)} \quad (4.1)$$

A medição de diversos pontos ao longo da seção transversal do escoamento permite o cálculo da vazão do escoamento na seção a partir da ponderação das velocidades nesses pontos. A Equação (4.2) é utilizada para a integração dos valores medidos.

$$Q = \int_A u dA \cong \sum_{i=1}^N u_i A_i = A \sum_{i=1}^N u_i w_i \quad (4.2)$$

O somatório considera a discretização da seção transversal do escoamento dividindo-a em N elementos de área A_i . A vazão é dada por Q e o percentual da área do elemento em relação à área total da seção, dado por w . Para este trabalho foram utilizadas divisões em áreas iguais

e pesos iguais para $N=4$ divisões no raio, apresentados na Tabela 4.1. O zero é referenciado ao centro do tubo.

Tabela 4. 1 - Método de divisão da seção transversal da tubulação para $N=4$ com áreas iguais.

Posição como fração do raio	Peso
0,3536	$\frac{1}{4}$
0,6124	$\frac{1}{4}$
0,7906	$\frac{1}{4}$
0,9354	$\frac{1}{4}$

Fonte: Nicolau e Guths, 2001

4.1.2. Temperatura do comburente e dos gases da combustão

A medição da temperatura do ar de combustão foi realizada com a inserção de um termopar tipo K, a alguns centímetros da injeção na câmara de combustão. Um termopar tipo S foi usado para a medição da temperatura dos gases da combustão na base da chaminé, antes de sua mistura com o ar ambiente. O ponto de medição na chaminé está mostrado na Figura 4.4, que mostra a inserção de uma sonda através das janelas. O mesmo ponto de medição foi utilizado para a análise de gases através de uma sonda refrigerada a água.

4.1.3. Composição dos gases da combustão

Uma sonda refrigerada a água, conectada a um analisador marca TESTO 350S, foi usada para a análise dos gases. O equipamento estava equipado com sondas para medição de O_2 , CO_2 através de infravermelho, CO , H_2 , SO_2 e NO_2 . Múltiplas amostras foram coletadas, sendo que algumas delas foram coletadas passando a sonda através da janela lateral e outras através da janela frontal, ambas mostradas na Figura 4.4. Todas as amostras foram coletadas com a sonda inserida junto à saída da câmara do forno, a fim de evitar a mistura dos gases com ar ambiente.

4.1.4. Temperatura das superfícies

Uma câmera infravermelha, marca FLIR, modelo SC500, foi utilizada para obtenção de imagens radiométricas das superfícies externas das paredes do forno. Uma estimativa dos parâmetros

radiativos foi realizada em conjunto com a medição de temperatura e está descrita na sequência.



(a)



(b)

Figura 4. 4 - Vistas da base da chaminé, com inserção de sonda através da janela frontal (a) e da janela lateral (b).

4.1.4.1. Estimativa da emissividade

A emissividade das superfícies foi estimada em campo através da comparação com um material de emissividade conhecida, no caso aqui fita isolante preta, de acordo com a norma ASTM E 1933-99a.

A fita isolante (isolamento elétrico) tem emissividade estimada no infravermelho como igual a 0,95. Diversos pedaços de fita isolante

foram colados em diferentes pontos da superfície externa das paredes do forno, onde a medição ocorreu. O mesmo foi feito para as partes metálicas, estrutural ou de revestimento da base do forno. A Figura 4.5 mostra o posicionamento das fitas isolantes. Após as fitas entrarem em equilíbrio térmico com as superfícies, mediu-se a temperatura das fitas e destas superfícies vizinhas. Considerando que as temperaturas deveriam ser as mesmas para os pontos vizinhos (com e sem fita), ajustou-se a emissividade da superfície sem fita até se obter a igualdade de temperatura na imagem termográfica. As Figuras 4.6 e 4.7 ilustram o método usado. A Tabela 4.2 apresenta as emissividades estimadas. A única emissividade não medida foi da parede refratária sem isolamento extra, devido às altas temperaturas em que se encontrava e ao difícil acesso. Esta emissividade foi estimada com base em dados da literatura, conforme o Anexo A.

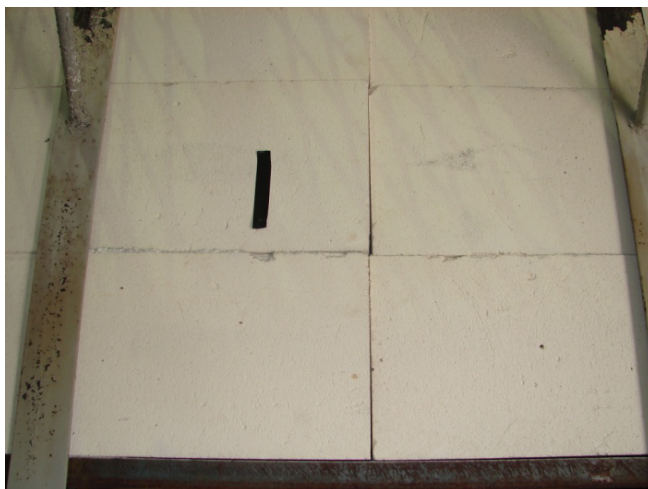


(a)

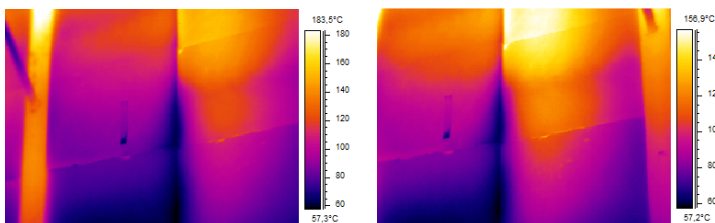


(b)

Figura 4. 5 - Fixação de diversos pedaços de fita isolante em diferentes pontos da parede para estimativa da emissividade da superfície.



(a)



(b)

Figura 4. 6 - Medição da emissividade da parede isolante do forno - comparação entre fita isolante e parede.

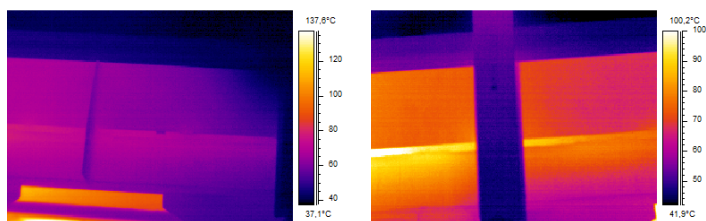
Tabela 4. 2 - Emissividades estimadas para superfícies externas do forno.

Superfície	Emissividade
Parede com tijolo isolante	$0,97 \pm 0,01$
Tinta de cobertura das partes metálicas	$0,96 \pm 0,01$
Parede refratária ¹	0,80

¹ Fonte: Hubble (1998) e DeBellis (1991)



(a)

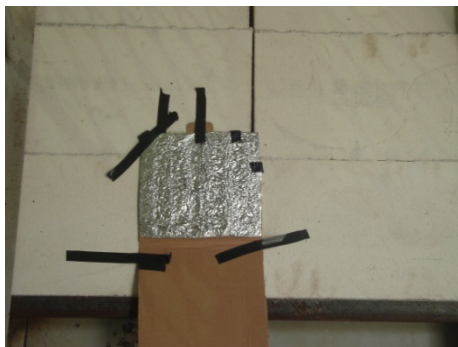


(b)

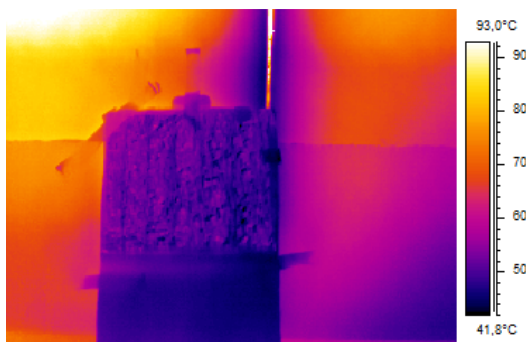
Figura 4. 7 - Medição da emissividade da tinta nas partes metálicas - comparação entre fita isolante e parede.

4.1.4.2. Temperatura aparente refletida

A temperatura aparente refletida é um parâmetro usado para correção das medições efetuadas pela câmera infravermelha. Indica o quanto de radiação ambiente incide sobre a superfície a ser medida e que, por reflexão, se soma ao valor emitido por esta superfície. A medição desta temperatura foi realizada nas superfícies laterais, sendo considerada a mesma para todas as demais superfícies. O método adotado está de acordo com as normas ISO 18436-7 (2008) e ASTM E 1862-97(2010). A temperatura aparente refletida foi medida como $44,5 \pm 1,0^{\circ}\text{C}$. A Figura 4.8 ilustra o método de medição, através um refletor em alumínio polido, anexado à parede lateral do forno.



(a)



(b)

Figura 4. 8 - Medição da temperatura aparente refletida - refletor anexado à parede lateral do forno e imagem termográfica do ensaio.

4.1.4.3. Temperatura de saída do produto

Um pirômetro marca Raytech Raynger MX4 foi utilizado para medição da temperatura do banho fundido, próximo à saída do forno. O pirômetro é apontado através da janela frontal, visando à superfície do banho, havendo um forte efeito de cavidade formado pela participação das superfícies do forno. Assim se arbitrou um valor elevado para a emissividade, de 0,99, supondo a cavidade muito próxima de um corpo negro ideal.

4.1.5. Fluxos de massa e de energia

As variáveis medidas foram empregadas para o cálculo dos fluxos de massa e de energia entrando e saindo do forno.

A energia necessária ao processo é fornecida através da queima do combustível com ar pré-aquecido. O cálculo da taxa de energia de entrada foi realizado de acordo com a Equação (4.3), considerando o Poder Calorífico Inferior (PCI) do combustível e a entalpia dos componentes.

$$\dot{E}_{in} = \dot{m}_{fuel} PCI + \dot{m}_{air} (h_{air, T_{in}} - h_{air, T_{ref}}) \quad (4.3)$$

sendo vazões mássicas do combustível e comburente representados por \dot{m}_{fuel} e \dot{m}_{air} e as entalpias do comburente nas temperaturas de entrada do ar, T_{in} , e de referência, T_{ref} , representada por h_{air} , com os respectivos índices.

As taxas de saída de energia com os gases da chaminé foram calculadas com base na composição dos gases e nas entalpias de cada componente entre a temperatura de referência e a temperatura no ponto considerado, de acordo com a Equação (4.4):

$$\dot{E}_{gas} = \sum \dot{m}_i (h_{i, T_{out}} - h_{i, T_{ref}}) \quad (4.4)$$

sendo que i representa as espécies químicas majoritárias que compõem os gases da combustão (CO_2 , H_2O , N_2 , O_2). Para todos os cálculos a temperatura de referência adotada foi de 25°C .

Para a taxa de energia perdida pelas superfícies externas das paredes do forno para o ambiente, a Equação (4.5) estima as parcelas por convecção e radiação. As superfícies foram divididas em N áreas iguais, sendo a média da temperatura em cada área usada no somatório:

$$\dot{E}_w = \sum_{i=1}^N A_i \left[h_{conv} (T_{sur,i} - T_{env}) + \sigma \epsilon_w (T_{sur,i}^4 - T_{env}^4) \right] \quad (4.5)$$

onde i representa o elemento de área da superfície considerada. A emissividade da parede é representada por ϵ_w , a constante de Stefan-Boltzmann por σ . Os subíndices *sur* e *env* correspondem à superfície e ao ambiente, respectivamente. Os coeficientes de convecção, h_{conv} , adotados para cada superfície foram estimados com base em Churchill e

Chu (1975), resultando em valores médios de 6,0 W/(m²K) para o piso suspenso e de 7,0 W/(m²K) para as demais superfícies.

A Equação (4.6) considera a taxa de energia adquirida pelo banho, na forma de calor sensível e na forma de calor latente de fusão (primeiro e segundo termos à direita, respectivamente). As propriedades do banho estão apresentadas no Anexo A.

$$\dot{E}_{load} = \dot{m}_{load} \left[\bar{c}_p (T_{load,out} - T_{load,in}) + H_{fusion} \right] \quad (4.6)$$

onde o calor latente de fusão é representado por H_{fusion} e o calor específico à pressão constante médio por \bar{c}_p . Os subíndices *load*, *out* e *in* representam carga, saída e entrada, respectivamente.

4.2. Resultados

Os três casos medidos diferem entre si devido à utilização de uma relação molar diferente na composição do produto e diferentes vazões de combustível e comburente. O último caso ainda operou com modificações no posicionamento do queimador. Durante a medição do Caso 1 (01, 06, 2012), a relação (*n*) entre sílica e carbonato de sódio do produto sendo processado foi de 1,0. Para os Casos 2 (30, 11, 2012) e 3 (10, 11, 2013), uma relação $n = 3,3$ foi utilizada. Para o Caso 3, o queimador foi deslocado, se distanciando mais da chaminé. O queimador sofreu ainda uma pequena inclinação para baixo (menor que 10°), na direção do banho. Os resultados de todos os casos estão apresentados a seguir, separados por variáveis medidas e balanços de energia.

4.2.1. Variáveis medidas

A Tabela 4.3 apresenta as variáveis medidas e suas respectivas incertezas para os três casos, além do excesso de ar estimado com base na medição. A composição dos gases está dada em base seca.

A Tabela 4.4 apresenta a comparação entre o valor estimado teórico de liberação de CO₂ pelo banho, com base na Equação (2.1), para cada caso e o valor medido. O valor de CO₂ liberado pelo banho medido foi calculado a partir das vazões de entrada e da medição de gases. Foi considerado que não houve infiltração de ar para dentro do

forno. A liberação varia para cada caso, devido à variação na relação entre sílica e carbonato de sódio.

Tabela 4. 3 - Variáveis medidas para os três casos considerados.

Variáveis	Caso 1	Caso 2	Caso 3
n	1,0	3,3	3,3
Vazão de combustível [Nm ³ /h]	128±1	122±1	110±1
Vazão de omburente [Nm ³ /h]	1672±116	1790±150	1627±170
Excesso de ar [%]	13±9	21±10	28±10
Temperatura ar pré- aquecimento [°C]	43,8±1,6	54,8±0,7	40,0±0,7
Temperatura gases na chaminé [°C]	1091±3	1232±4	1100±3
Temperatura de saída da massa [°C]	950±50	900±55	960±63
CO ₂ na chaminé [%vol]	17,78±1,34	11,99±0,28	12,40±0,59
O ₂ na chaminé [%vol]	2,06±1,25	2,12±0,40	1,60±0,34
CO na chaminé [ppm]	6±4	30±30	17±20
NO na chaminé [ppm]	40±3	50±2	30±1
Produção [kg/s]	0,150	0,110	0,110

Tabela 4. 4 - Liberação de CO₂ pelo banho de produto: valores estimados e medidos.

Variáveis	Caso 1	Caso 2	Caso 3
Valor estimado de CO ₂ liberado [kg/h]	224	75	75
Valor medido de CO ₂ liberado [kg/h]	229±34	66±27	84±36

A Tabela 4.5 traz o percentual da composição total de CO₂ dos gases medidos, equivalente à combustão e à liberação pelo banho. Para os três casos medidos, o Caso 1 foi o que apresentou maior liberação de CO₂ pelo banho, contabilizando 46% do CO₂ total medido nos gases do forno, devido a menor relação *n* na equação (2.1). Para os Casos 2 e 3, esse valor chegou a 20% e 26%, respectivamente. A última linha da Tabela 4.5 indica o aumento percentual da vazão de gases de saída do forno, com relação ao fluxo de gases referente apenas aos gases da combustão. Este aumento chega a 12% para o Caso 1, ficando na ordem de 5% para os demais casos.

Tabela 4. 5 - Valores medidos da composição do CO₂ dentro da câmara de combustão do forno. Porcentagem em massa.

Variáveis	Caso 1	Caso 2	Caso 3
CO ₂ liberado na combustão [%]	54,0±3,6	79,6±6,1	73,4±6,9
CO ₂ liberado pelo banho [%]	46,0±3,6	20,4±6,1	26,6±6,9
Aumento da vazão total na saída [%]	12±3	4±2	6±2

Devido a restrições de acesso durante a operação do forno nas diferentes datas de medição, as superfícies externas do forno cobertas pela termografia variaram entre os casos. Para o Caso 1, as paredes esquerda, direita e piso foram cobertos na íntegra, enquanto que do teto apenas 2/3 foram cobertos. A frente e o fundo não foram cobertos. Para o Caso 2, a parede direita e o fundo foram cobertos na íntegra e apenas 2/3 da parede esquerda. O piso, a frente e o teto não foram cobertos. Para o Caso 3, a parede direita e o fundo foram cobertos na íntegra, enquanto a frente e a esquerda foram cobertas pela metade. O piso e o teto não foram cobertos.

As distribuições de temperatura nas paredes direita, esquerda, teto, fundo e atrás do forno, estão apresentadas nas Figuras 4.9 a 4.14, salvo Figura 4.11, para os três casos. A parede direita é considerada como a parede que se encontra mais próxima ao queimador, enquanto a esquerda é considerada a parede próxima à chaminé. As paredes laterais e do fundo diferem do teto e da frente, por possuir um revestimento extra de tijolos isolantes.

A Figura 4.9 traz a distribuição de temperatura na superfície externa da parede direita para os três casos medidos. Para referência, o queimador está instalado na parede posicionada na origem do eixo horizontal e a entrada de produto ocorre no final do eixo horizontal. A origem do eixo vertical corresponde ao piso do forno. Pelas menores temperaturas apresentadas, se conclui que há um acúmulo de matéria-prima ainda não fundida à direita, no fundo do forno. A matéria-prima é um material em forma de pó; é empurrada para dentro do banho e, conforme a alimentação forma um depósito local, constituindo-se em um isolante. As distribuições de temperatura nos três casos não diferem muito, atingindo os valores médios iguais a 110 °C, 124 °C e 102 °C, para os Casos 1, 2 e 3, respectivamente. O Caso 2 apresenta as temperaturas mais elevadas.

Na Figura 4.10, são apresentadas as temperaturas para a superfície externa da parede esquerda para os Casos 1 e 2. Os eixos seguem o posicionamento descrito para a Figura 4.9. Neste lado não se nota o acúmulo de produto no fundo do forno. Novamente as

temperaturas são mais elevadas para o Caso 2, com temperaturas médias de 120°C para o Caso 1 e de 166 °C, para o Caso 2.

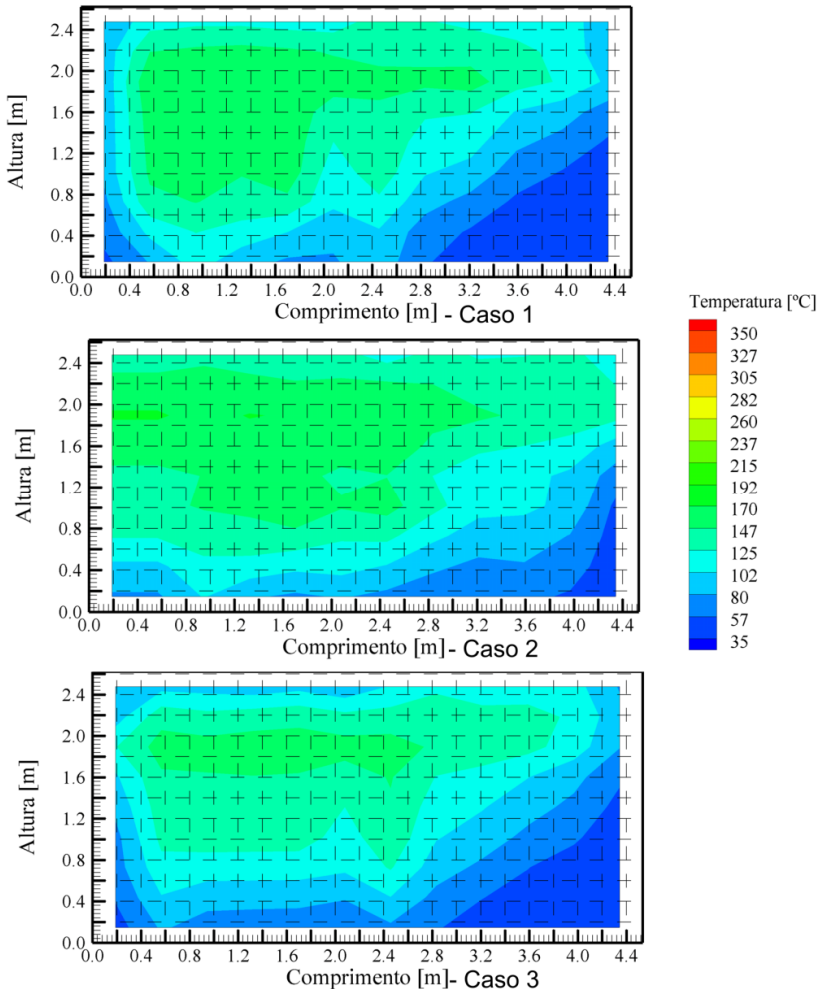


Figura 4. 9 - Distribuição de temperatura na superfície externa da parede direita. No eixo horizontal, a origem corresponde à posição de saída do material.

A indicação de um acúmulo de massa não fundida na parede direita e não na esquerda é condizente com a posição de entrada de matéria-prima que ocorre à direita na parte traseira do forno. Ainda,

nota-se que as temperaturas da superfície externa da parede esquerda são mais elevadas que as respectivas da parede direita, para ambos os Casos 1 e 2. Um dos motivos que podem contribuir para este fato é o uso de um segundo forno, instalado próximo à parede esquerda e em operação durante as medições. Este segundo forno pode ser visto na Figura 4.11.

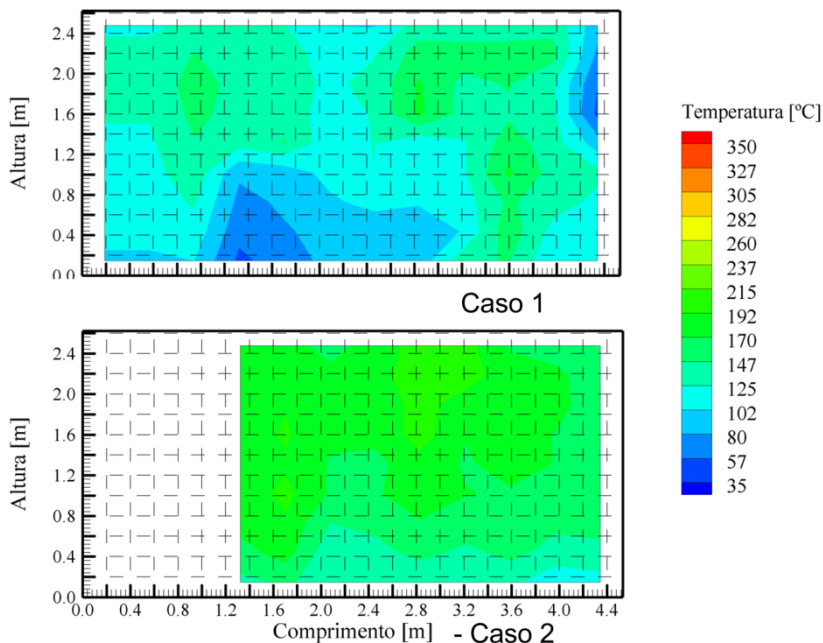


Figura 4. 10 - Distribuição de temperatura na superfície externa da parede esquerda. A origem do eixo horizontal corresponde à frente do forno, onde está instalado o queimador.

As imagens termográficas da superfície traseira do forno, onde está instalada a injetora de matéria-prima são apresentadas na Figura 4.12, para os Casos 2 e 3. Nesta parte do forno as temperaturas são mais baixas, provavelmente devido ao acúmulo de massa não fundida na parte inferior da traseira do forno. As temperaturas médias foram de 98 °C e 93 °C para os Casos 2 e 3, respectivamente. Novamente o Caso 2 apresenta temperaturas mais elevadas.

Na Figura 4.13 são apresentadas as imagens termográficas do teto e do piso do forno, para o Caso 1. As origens dos eixos coordenados correspondem à aresta frontal esquerda do forno. As temperaturas no

piso e no teto são mais elevadas do que nas demais superfícies, principalmente no teto, devido a inexistência de isolamento extra nesta região. No piso, se pode ver o caminho seguido pelo fluxo de material fundido em direção à saída, em direção à região frontal esquerda do conjunto.



Figura 4. 11 - Parede esquerda do forno (vista a partir do fundo), com forno adjacente em operação (à direita na imagem).

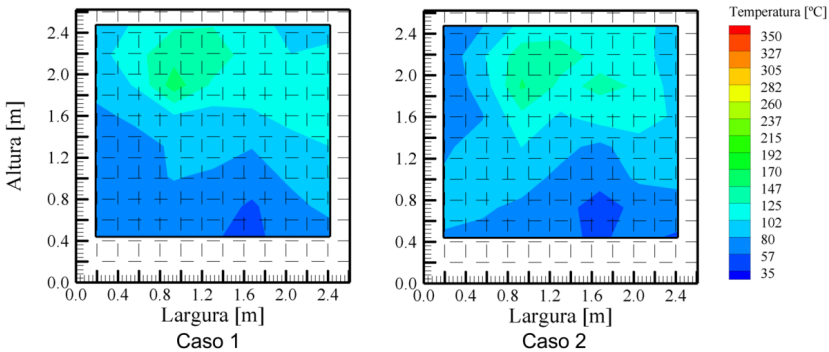


Figura 4. 12 - Distribuição de temperatura na superfície externa da parede traseira do forno: Casos 2 e 3. A origem do eixo horizontal corresponde à parede direita.

Por último, a distribuição de temperatura na metade direita da parede frontal, onde está instalado o queimador, é apresentada na Figura 4.14, para o Caso 3. A outra metade da parede é ocupada pela chaminé e

não foi coberta pela termografia por ser considerada fora do volume de controle de análise. As temperaturas nesta superfície são mais elevadas que nas demais. Esta superfície, assim como o teto, não possui isolamento extra.

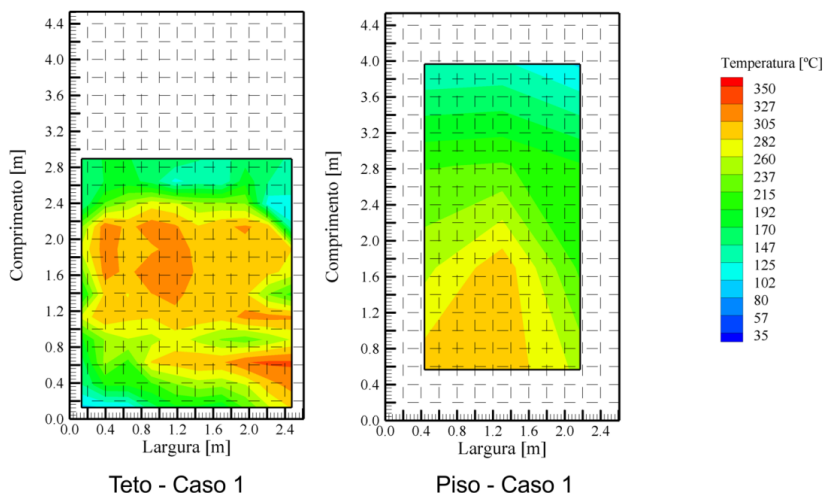


Figura 4. 13 - Distribuição de temperatura na superfície externa do teto e do piso do forno, para o Caso 1. As origens dos eixos correspondem à aresta frontal esquerda do forno.

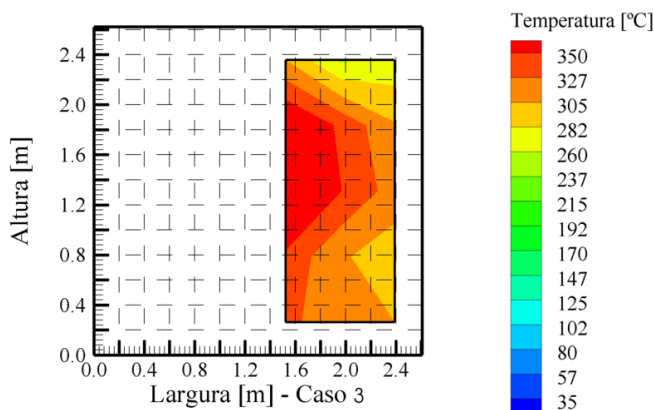


Figura 4. 14 - Distribuição de temperatura na superfície externa da frente do forno para o Caso 3. A origem dos eixos coordenados corresponde ao canto inferior esquerdo.

A Tabela 4.6 apresenta uma estimativa da taxa de energia perdida pelas paredes para o ambiente, com base nas temperaturas superficiais medidas para os três casos, levando-se em conta as perdas por radiação e por convecção, calculadas segundo os modelos apresentados anteriormente. Para as superfícies de cada caso onde não houve medidas, uma média das demais superfícies foi utilizada para a estimativa de perda de energia total pelas paredes.

Tabela 4. 6 - Taxa de energia perdida pelas superfícies externas das paredes do forno estimadas para cada caso [kW].

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
Direita	16,1	19,2	14,2
Esquerda	18,1	18,1	18,1
Teto	57,0	57,0	57,0
Piso	29,6	29,6	29,6
Fundo	4,6	4,9	4,3
Frente	18,0	18,0	18,0
Total estimado	144±15	147±15	142±15

4.2.2. Balanço de energia final

O balanço de energia final para os três casos está apresentado na Tabela 4.7, sendo que o percentual considerado neste balanço de energia é calculado com base na energia de entrada.

Para os valores medidos, uma incerteza é apresentada. A incerteza associada à energia de entrada é apresentada apenas na soma total da energia, uma vez que na sua quase totalidade ela é associada à incerteza no fluxo de massa do combustível. É importante ressaltar aqui que na incerteza relacionada com a perda de energia pelo produto está contabilizada apenas a incerteza na temperatura de saída do banho do forno. A incerteza nas propriedades dos materiais não foi considerada, uma vez que não há dados precisos disponíveis na literatura para algumas das propriedades necessárias, nas composições específicas analisadas neste trabalho.

Tabela 4. 7 - Balanço de energia experimental para o forno analisado, em [kW].

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
Energia de entrada (combustão)			
Gás natural	1265 (99,4%)	1215 (98,9%)	1091 (99,4%)
Ar pré-aquecido	7,3 (0,6%)	13,5 (1,1%)	6,6 (0,6%)
Total	1273±8	1229±8	1098±8
Energia de saída (perdas)			
Paredes	144±15 (11,3±1,2 %)	147±15 (11,9±1,2 %)	142±15 (12,9±1,4 %)
Produto	257,4±11,3 (20,2±0,9 %)	183,9±13,0 (14,9±1,1 %)	198,3±16,4 (18,1±1,5 %)
Gases	798,4±61,8 (62,7±4,9 %)	874,7±76,7 (71,2±6,2 %)	729,6±78,8 (66,4±7,2 %)
Total	1199,8±68,0 (94,2±5,3 %)	1216,6±89,0 (99,0±7,3 %)	1069,9±92,1 (97,4±8,4 %)

4.3 Conclusões da análise experimental

Apesar da diferença entre o produto processado e alguns detalhes geométricos entre os casos analisados, o comportamento energético do forno é similar entre os três casos.

Devido à baixa temperatura de pré-aquecimento, a energia aportada pelo ar de combustão é pequena, representando menos de 1% da energia disponível dentro do forno. O isolamento das paredes é efetivo, resultando em uma perda de energia pelas paredes pequena, da ordem de 12% para todos os casos analisados. É importante ressaltar que desses 12%, cerca de 4% equivalem a perdas pelo teto, 2% a perdas pelo piso 2,5% pelas paredes laterais, 1% pela frente e menos de 1% pelo fundo do forno. Entre 60 a 80 % da energia disponível no forno é expelida pela chaminé com os gases quentes. Apenas um percentual de 15 a 20% da taxa de energia que entra no forno é usado no processo de fusão do produto propriamente dito.

A liberação de CO₂ pelo banho em processamento foi evidenciada na análise de gases, contabilizando 46 % do CO₂ total produzido para o Caso 1 e 20 % para o Caso 2. Aqui é importante destacar que a porcentagem de liberação de 20 % do CO₂ total é um valor comum na indústria de fabricação de vidro, do qual a produção de silicato de sódio é um derivado. Esse resultado possibilita a expansão de algumas das análises apresentadas neste trabalho para esta indústria.

Os resultados dos Casos 1 e 2 são utilizados mais à frente, no Capítulo 6, para validação do modelo numérico.

Com relação a eficiência energética atual do forno, alguns pontos são interessantes de serem mencionados. A energia expelida pela chaminé com os gases do forno pode ser aplicada para pré-aquecimento do ar de combustão a valores mais elevados de temperatura através de trocadores de calor instalados na chaminé, contribuindo na economia de combustível. Um maior isolamento das paredes é possível, porém com ressalva uma vez que um isolamento excessivo reflete em maior degradação do refratário que compõe a estrutura do forno. O teto, superfície que mais contribui para as perdas de energia pelas parede deve ser trabalhado com maior cuidado a fim de se evitar falha estrutural do mesmo. A construção geométrica do forno se demonstrou pouco eficiente, fato evidenciado pela quantidade de energia injetada no forno que é passada para a carga (15 a 20%). Configurações com menor volume de cavidade de gás (teto rebaixado) e o uso de um maior número de queimadores de menor potência espalhados pelo forno ao invés de apenas um, são opções que podem ser analisadas com o intuito de aumentar a eficiência de transferência de energia para o banho neste tipo de forno.

5 Modelo numérico

Neste capítulo são apresentados os detalhes da modelagem numérica, com a descrição dos componentes do forno e respectivos modelos. Informações sobre as malhas usadas são apresentadas na parte final do capítulo.

5.1 Descrição do modelo

5.1.1 Geometria

Todos os domínios do forno são resolvidos, incluindo a câmara de combustão, o banho de produto dentro do forno e a estrutura refratária de contenção. Alguns pontos foram alterados em relação à geometria original, para simplificar a montagem dos modelos. O primeiro detalhe foi a planificação do teto, desconsiderando a curvatura da abóboda. O segundo foi a adoção de um formato de banho retangular plano dentro do forno. Ainda com relação ao banho, a injeção de matéria-prima e a saída de produto através da bica na base da chaminé, foram consideradas como uma seção plana de tamanho igual à seção transversal do banho. Um último detalhe importante se refere ao fundo do forno. A injeção de matéria-prima ocorre através de uma rosca sem fim, posicionada no canto inferior esquerdo da parede traseira do forno. Dependendo de fatores como produção, temperatura de operação, composição da massa e outros, a massa injetada pode formar um pequeno “muro” de material não fundido na parte traseira do banho. A ocorrência e as dimensões deste “muro” são de difícil previsão, ficando a cargo da experiência do operador do forno. Nos dados coletados e apresentados no Capítulo 4, é possível identificar, nas imagens termográficas, uma região mais fria no fundo do forno, perto da injeção de massa. Baseado neste fato e nas distribuições de temperatura obtidas na análise experimental, adotou-se a consideração de um isolamento extra na parede traseira do forno, para incluir o isolamento proporcionado pelo “muro”, uma vez que a matéria-prima tem carácter isolante. A Figura 5.1 identifica as idealizações da geometria real.

Maiores detalhes do modelo numérico são apresentados na Figura 5.2, onde consta um esquema com as dimensões usadas neste modelo. A base amarelada do esquema representa o banho, enquanto a parte clara representa a cavidade do forno onde ocorre a combustão e escoam os gases oriundos da mesma. O queimador é representado por dois orifícios concêntricos. No primeiro, de 24 mm de diâmetro, há a

injeção do combustível. O externo é um anel, de 160 mm de diâmetro externo e 44 mm de diâmetro interno, onde ocorre a injeção de ar de combustão. O banho foi admitido com 550 mm de espessura e móvel, escorrendo da parte traseira do forno (entrada do produto), para a parte frontal do mesmo (saída do produto). As camadas de refratário e isolante nas paredes seguem o padrão do forno real, com espessura de 229 e 74 mm, respectivamente. A injeção e saída de massa do forno foram simplificadas como seções uniformes do tamanho da seção transversal do banho, conforme comentado anteriormente. A chaminé não é modelada, apenas a saída da câmara de combustão. O banho foi modelado como um sólido em movimento, com velocidade prescrita em todo o domínio. Nota-se que tanto a chaminé, quanto o queimador não estão posicionados no plano central do forno. O "muro" de massa não fundida também está apresentado na Figura 5.2, tendo sido estimado com uma espessura de 74 mm. Um esquema mais detalhado do queimador pode ser visto na Figura 5.3.

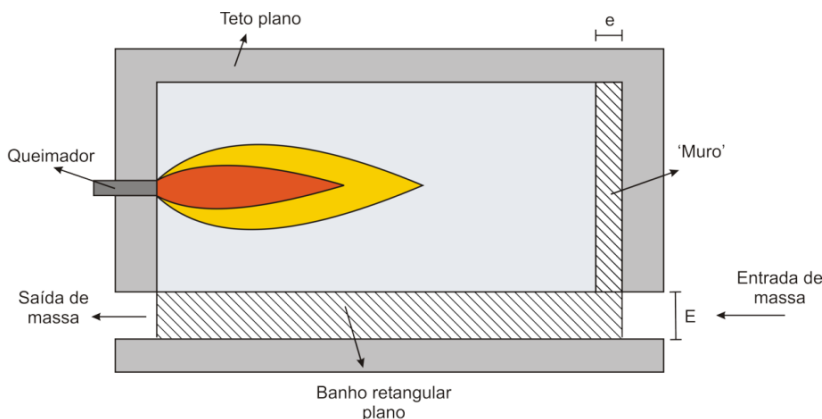


Figura 5. 1 - Simplificações do forno, adotadas no modelo numérico: teto plano, banho retangular plano, entrada e saída do banho através de toda a seção transversal deste e pequeno "muro" de massa não fundida ao fundo.

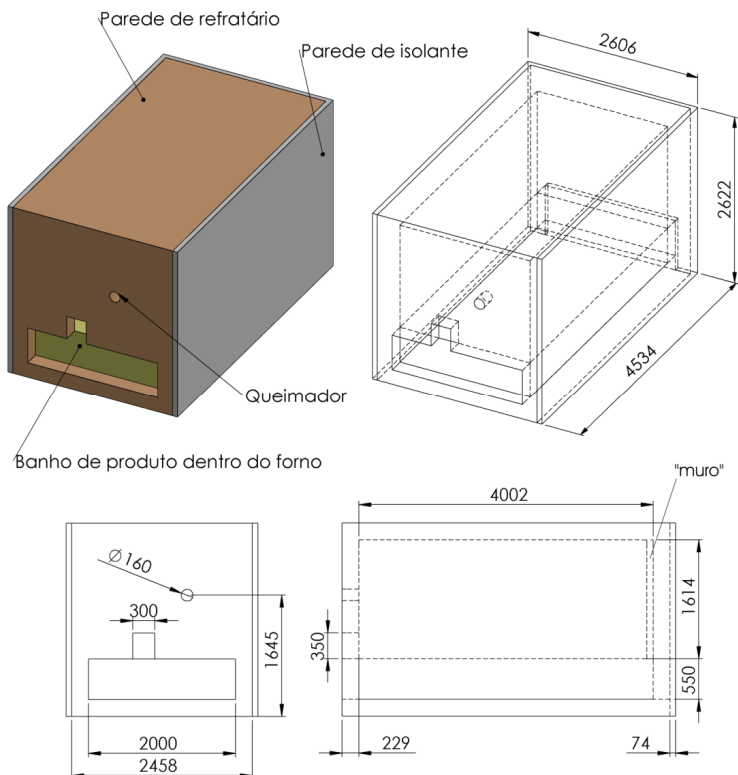


Figura 5. 2 - Desenho esquemático do modelo numérico adotado, com dimensões, entradas e saídas. As dimensões são dadas em milímetros.

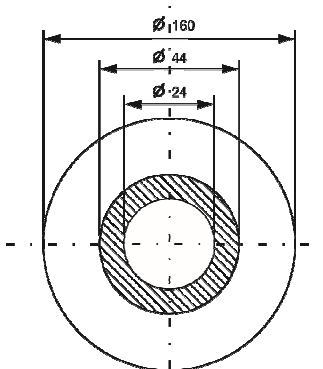


Figura 5. 3 - Seção do queimador, com as dimensões em milímetros.

5.1.2 Propriedades dos domínios

Cinco componentes constituem o meio fluido dentro da câmara de combustão: CH₄, O₂, N₂, CO₂ e H₂O (vapor). As propriedades do fluido são calculadas com base em uma mistura ideal, de acordo com a composição local.

A parede refratária é composta de tijolos refratários de alta densidade, enquanto os tijolos externos isolantes são de alumina. As condutividades e emissividades adotadas para estes materiais estão descritas no Anexo A. O Anexo A também traz as propriedades adotadas para o banho.

5.1.3 Condições de contorno

5.1.3.1 Meio fluido - Gases dentro do forno

5.1.3.1.1 Entrada de fluxo

O combustível, gás metano puro, é injetado com velocidade e temperatura uniformes na seção do queimador. Também com velocidade e temperatura uniformes, ocorre a injeção de ar através da seção anular do queimador (Figura 5.3). Os valores de velocidade e de temperatura para cada caso estão indicados na Tabela 5.1, juntamente com as demais condições de contorno. Para a turbulência, a condição de contorno nas entradas de fluido é de porcentagem de intensidade turbulenta, I , de 5%. A intensidade turbulenta é relacionada com a energia cinética turbulenta, K , e a velocidade média, u , através da Equação (5.1):

$$I = K / u^2 \quad (5.1)$$

Juntamente com a intensidade turbulenta, a relação entre viscosidade dinâmica turbulenta e viscosidade dinâmica molecular é prescrita igual a 10 ($\mu_t / \mu = 10$) na entrada de fluxo.

5.1.3.1.2 Saída de fluxo

Para a saída dos gases para a chaminé foi considerada a condição de gradiente nulo, para todas as variáveis resolvidas (condição de Neumann), e de pressão estática manométrica nula (pressão ambiente na base da chaminé).

5.1.3.1.3 Condições de paredes

As condições de contorno de parede são usadas em todas as interfaces fluido-sólido. Para a velocidade, a condição de não escorregamento (velocidade nula na superfície), foi imposta para todas as interfaces, exceto para a interface banho-gases na câmara de combustão. Nesta interface específica, o fluido possui a mesma velocidade da interface do banho, que se move a uma velocidade constante, prescrita. Para o cálculo das velocidades e das temperaturas adjacentes às interfaces, funções de parede foram aplicadas. Maiores detalhes são apresentados na sequência do capítulo.

5.1.3.1.3.1 Função de parede

Em camadas limites turbulentas desenvolvidas, formadas próximas às paredes e sem recirculações, três regiões características são identificadas: a subcamada viscosa, a camada logarítmica e a camada externa. Nesta última ocorre a transição entre a camada limite e o escoamento externo. O perfil de velocidade adimensional típico nestas três camadas é apresentado na Figura 5.4, que indica a velocidade adimensional $f = u^+ = \tilde{u} / u_*$, em função da distância adimensional à parede $y^+ = u_* y \bar{\rho} / \mu$.

Para a obtenção dos valores adimensionais da Figura 5.4, se define primeiramente a tensão de cisalhamento turbulenta na parede, dada pela Equação (5.2):

$$\tau_w = \sqrt{C_\mu \bar{\rho} k} \quad (5.2)$$

onde C_μ é uma constante do modelo de turbulência (apresentada na Tabela 3.1, no Capítulo 3), $\bar{\rho}$ a densidade e k a energia cinética turbulenta. São também definidas a velocidade tangencial à parede, adimensional, pela Equação (5.3) e a distância normal adimensional à parede, Equação (5.4):

$$u^+ = \frac{\tilde{u}_{ta}}{u_*} = \frac{\tilde{u}_{ta}}{(\tau_w / \bar{\rho})^{1/2}} \quad (5.3)$$

$$y^+ = \frac{\bar{\rho} \tau_w^{1/2}}{\mu} y = \frac{u_* y \bar{\rho}}{\mu} \quad (5.4)$$

sendo u_* a chamada velocidade de fricção e \tilde{u}_{ta} a velocidade tangencial a parede dimensional.

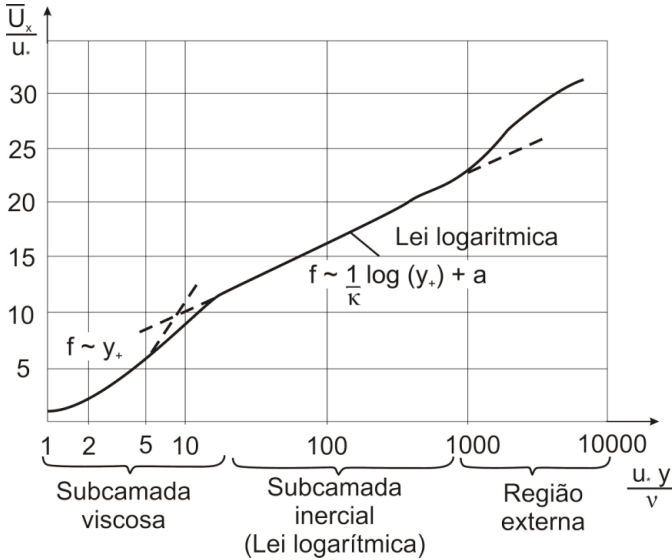


Figura 5. 4 - Distribuição de velocidade adimensional em função da distância adimensional à parede. Adaptado de Mathieu e Scott (2000).

Na subcamada viscosa ($0 < y^+ < 5$), mais próxima à parede, a velocidade adimensional é dada pela distância adimensional, conforme a Equação (5.5):

$$u^+ \approx y^+ \quad (5.5)$$

Na subcamada inercial ($0 < y^+ < 5$), a velocidade adimensional é dada Equação (5.6):

$$u^+ = \frac{1}{k} \ln y^+ + C \quad (5.6)$$

onde k é a constante de Von Karmann e C é uma constante genérica de integração.

Essa distribuição de velocidade é indicada para o caso de uma camada limite turbulenta sobre uma placa plana. Para casos com recirculações, gradiente de pressão adverso e outros parâmetros que influenciam a camada limite, esse perfil não é completamente válido.

Para evitar a necessidade de resolver a camada limite no modelo numérico, as funções de parede se baseiam nestes perfis de velocidade para prescrever as velocidades dos nós dentro da camada limite. Esta técnica foi utilizada neste trabalho para o tratamento do escoamento e da transferência de calor adjacente às paredes. Assim, o perfil de velocidade tangencial à parede nos volumes adjacentes às interfaces é assumido com base nas Equações (5.7), de acordo com o posicionamento do volume:

$$\begin{aligned} u^+ &= y^+ \text{ se } y^+ < y_0^+ \\ u^+ &= \frac{1}{k} \log(Ey^+) \text{ se } y^+ > y_0^+ \end{aligned} \quad (5.7)$$

onde $y_0^+ = 11,22$ é definido como o ponto de transição entre a subcamada viscosa e a subcamada inercial. Os valores adotados na Equação (5.7) foram $E=9,793$ e $k=0,419$. Para a energia cinética turbulenta, a equação de transporte respectiva é resolvida. Para a dissipação viscosa, porém, se usa a Equação (5.8):

$$\varepsilon = \frac{C_\mu^{3/4} \kappa^{3/2}}{ky} \quad (5.8)$$

Um procedimento análogo é usado para a entalpia. Uma entalpia adimensional na camada limite é definida pela Equação (5.9):

$$H^+ = \sqrt{\frac{\rho \tau_k}{\dot{H}}} (H_w - H_{tot}) \quad (5.9)$$

onde H_w é a entalpia do fluido em contato com a parede e H_{tot} , a entalpia total. O fluxo de calor na parede é dado pela Equação (5.10):

$$\dot{H} = \left(\frac{\partial H}{\partial \vec{n}} \right)_w \quad (5.10)$$

onde \vec{n} é o vetor normal à parede, sendo esta indicada pelo subíndice w . A camada limite é novamente dividida em duas partes, onde a entalpia adimensional é dada pela Equação (5.11):

$$H^+ = \begin{cases} \text{Pr } y^+ & \text{para } y^+ < y_H^+ \\ \frac{\text{Pr}_t}{k} \log(E_H y^+) & \text{para } y^+ > y_H^+ \end{cases} \quad (5.11)$$

onde Pr e Pr_t representam os números de Prandt e Prandt turbulento respectivamente. O ponto de transição y_H^+ é encontrado através da Equação (5.12):

$$\frac{\text{Pr}_t}{k} \log(E_H y_H^+) = \text{Pr } y_H^+ \quad (5.12)$$

Com a utilização da constante E_H igual a 4,406 a resolução da Equação (5.12) leva a $y_H^+ = 12,09$.

5.1.3.1.4 Condição de contorno nas superfícies externas do forno

A condição de contorno para as superfícies externas do forno é de troca por convecção e radiação para o ambiente. Ambas são definidas em conjunto através de uma taxa de calor, \dot{E} , com coeficiente de troca definido pela Equação (5.13):

$$\dot{E} = UA(T_{env} - T_{sur}) \quad (5.13)$$

O coeficiente global de troca de calor é definido através da Equação (5.14):

$$UA = h_{conv} + \varepsilon_w \sigma (T_{sur} + T_{env}) (T_{sur}^2 + T_{env}^2) \quad (5.14)$$

sendo h_{conv} o coeficiente de troca de calor por convecção dado pelas correlações de Churchill e Chu (1975) para placas verticais e de McAdams (1954) para placas horizontais, ε_w a emissividade da superfície, σ a constante de Stefan-Boltzmann e T a temperatura. Os subíndices *sur* e *env* referem-se a superfície e ambiente, respectivamente.

5.1.3.2 Banho sólido

Uma das simplificações para reduzir a demanda computacional, foi a consideração do banho como um sólido opaco a radiação que se movimenta com velocidade uniforme e constante, equivalente à vazão de produção do conjunto. Assim, a equação da conservação da quantidade de movimento não precisa ser resolvida, sendo as velocidades constantes prescritas na equação da energia.

Na interface entre o banho e o fluido dentro da cavidade do forno duas fontes de energia variável foram prescritas. A primeira é um sumidouro de energia equivalente à energia necessária para a fusão do material do banho, de acordo com a produção prescrita. O sumidouro de energia, $S_{H,i}$ é dado pela Equação (5.15):

$$S_{H,i} = \frac{H_{lat} A_i}{V_i} \quad (5.15)$$

onde H_{lat} representa a taxa de energia necessária para a fusão do banho completo, dividida pela área da superfície do banho, onde já está incluído o calor de reação. Seus valores estão apresentados no Anexo A. A área da face do volume V_i em contato com o banho é representada por A_i . Os valores prescritos associados às fontes e sumidouros são apresentados na Tabela 5.1.

Uma segunda fonte foi prescrita na mesma superfície para contabilizar a liberação de massa de CO_2 dentro da cavidade a partir do banho. A fonte de massa na equação da continuidade e das espécies de CO_2 é dada pela Equação (5.16)

$$\overline{\dot{\omega}_i} = \left(\frac{\dot{m}_{\text{CO}_2}}{A_{\text{sur}}} \right) \frac{A_i}{V_i} \quad (5.16)$$

onde \dot{m}_{CO_2} se refere ao fluxo de CO_2 total injetado na cavidade prescrito. Essa fonte de massa é considerada apenas na interface banho-gases, sendo desconsiderada sua passagem pelo banho. Admitiu-se aqui que todo o CO_2 liberado pelo banho sai através da superfície de interface com os gases devido ao grande tempo de residência do banho dentro do forno. Este fato pode ser confirmado ao se analisar os resultados apresentados na Tabela 4.4, onde a liberação de CO_2 prevista pela equação (2.1) foi medida através da análise dos gases. Juntamente com a fonte de massa, uma fonte de momentum é prescrita na equação da conservação da quantidade de movimento devido à entrada da massa na cavidade. Esta fonte é dada pela Equação (5.17):

$$S_{\text{mom},i} = \frac{\dot{m}_{\text{CO}_2} u_{\text{CO}_2} A_i}{A_{\text{sur}} V_i} \quad (5.17)$$

onde u_{CO_2} se refere à velocidade prescrita de entrada, na direção y (perpendicular à superfície do banho). A velocidade de 0,05 m/s foi prescrita na direção vertical, sendo as demais componentes nulas.

Nenhuma fonte extra de energia foi adicionada, devido à adoção da temperatura de entrada da massa extra de CO_2 como a temperatura de referência usada nos cálculos.

Todas as condições de contorno para os dois casos modelados, equivalentes aos Casos 1 e 2, apresentados no Capítulo 4, são apresentadas na Tabela 5.1. As condições de entrada são equivalentes às vazões de gás natural, comburente e produção, apresentadas no Capítulo 4 para cada caso.

Tabela 5. 1 - Condições de contorno para o modelo numérico para os Casos 1 e 2.

		Caso 1	Caso 2
Entrada de combustível	Velocidade	86,36 m/s	82,95 m/s
	Temperatura	300 K	300 K
	Composição	100% CH ₄	100% CH ₄
	Intensidade turbulenta	$I = 5\%$, $\mu_t / \mu = 10$	$I = 5\%$, $\mu_t / \mu = 10$
Entrada de comburente	Velocidade	25,07 m/s	26,84 m/s
	Temperatura	316,95 K	327,95 K
	Composição ¹	23,2% O ₂ + 76,8% N ₂	23,2% O ₂ + 76,8% N ₂
	Intensidade turbulenta	$I = 5\%$, $\mu_t / \mu = 10$	$I = 5\%$, $\mu_t / \mu = 10$
Saída dos gases	Pressão	0 Pa	0 Pa
	Demais variáveis	Condição de Neumann	Condição de Neumann
Paredes internas	Emissividade	0,50	0,50
Interface gases-banho	Velocidade	$5,65 \times 10^{-5}$ m/s	$4,18 \times 10^{-5}$ m/s
	Sumidouro de energia	-3900,50 W/m ²	-3083,74 W/m ²
	Fonte de CO ₂	0,007777 kg/m ² s	0,002478 kg/m ² s
	Emissividade	0,90	0,90
Entrada do banho	Velocidade	$5,65 \times 10^{-5}$ m/s	$4,18 \times 10^{-5}$ m/s
	Temperatura	300 K	300 K
Saída do banho	Todas as variáveis	Condição de Neumann	Condição de Neumann
Paredes externas	Coefficiente de convecção	6 (piso) e 7 W/m ² K	6 (piso) e 7 W/m ² K
	Temperatura externa	303 K	303 K
	Emissividade externa - refratário	0,80	0,80
	Emissividade externa - isolante	0,97	0,97

¹ Composição mássica

5.2 Casos simulados

Quatro modelagens foram utilizadas para resolução do problema apresentado, com o objetivo de analisar a diferença nos resultados obtidos com e sem a consideração da liberação de CO_2 pelo banho. Além disso, a influência da modelagem da radiação também foi visada com esta abordagem. As modelagens diferem entre si apenas na utilização ou não do modelo de liberação de CO_2 pela massa e no modelo de radiação utilizado para a estimativa das propriedades radiativas dos gases dentro do forno. As quatro modelagens são identificadas e descritas abaixo:

1. CO_2 nulo - cinza (N-cinza): O modelo não considera a liberação de CO_2 pelo banho de produto. O modelo de Soma-Ponderada-de-Gases-Cinzas (WSGGM), com os coeficientes de Smith et al. (1982), foi utilizado para o cálculo das propriedades radiativas dos gases;
2. CO_2 nulo - bandas (N-bandas): O modelo não considera a liberação de CO_2 pelo banho de produto. As propriedades radiativas dos gases são calculadas com base no modelo *Exponential Wide Band* para uma composição fixa de gases em toda a cavidade. A radiação é resolvida em bandas espectrais, sendo este um modelo de radiação não cinza;
3. CO_2 extra - WSGGM (E-WSGGM): O modelo considera a liberação de CO_2 pelo banho de produto, resultando no aumento da concentração de CO_2 dentro da cavidade. O modelo de Soma-Ponderada-de-Gases-Cinzas (WSGGM) com os coeficientes de Smith et al. (1982), foi utilizado para o cálculo das propriedades radiativas dos gases; e
4. CO_2 extra - WSGGMx (E-WSGGMx): O modelo considera a liberação de CO_2 pelo banho de produto, resultando no aumento da concentração de CO_2 dentro da cavidade. O modelo de Soma-Ponderada-de-Gases-Cinzas (WSGGM) com os coeficientes de Johanssen et al. (2011), foi utilizado para o cálculo das propriedades radiativas dos gases. Este último considera a concentração de CO_2 e H_2O local no cálculo das propriedades.

A denominação apresentada aqui para cada uma das quatro modelagens consideradas é utilizada no próximo capítulo para identificação e comparação dos resultados.

A escolha dos quatro modelos diferentes foi realizada com bases na literatura atual, apresentada no Capítulo 2, com o objetivo de

comparar modelos aplicados na modelagem de fornos de fabricação de materiais vítreos com a consideração ou não da liberação de CO_2 pelo banho, normalmente não levada em conta. Devido à crescente utilização de modelos por bandas, o primeiro modelo (N-bandas) utiliza o modelo não espectral porém sem considerar a liberação de CO_2 pelo banho para identificar a validade do aprofundamento na modelagem da radiação quando a composição real de gases da cavidade não é precisa. Contudo, grande parte dos modelos aplicados para simulação de problemas de larga escala industriais ainda são os modelos cinza com Soma-Ponderada-dos-Gases (WSGGM). Por isso a utilização desta modelagem nos demais três modelos. A importância da composição mais realista dos gases é avaliada na comparação dos modelos sem liberação de CO_2 pelo banho (N-cinza) e com liberação (E-WSGGM e E-WSGGMx). Por último, a aplicação dos coeficientes padrões do WSGGM é testado quando comparado com os coeficientes modificados para consideração da fração molar local dos componentes na comparação dos resultados entre os dois últimos modelos E-WSGGM e E-WSGGMx. Esses resultados estão apresentados no Capítulo 6.

5.3 Malha

O modelo numérico completo é composto de quatro malhas separadas, compostas por elementos hexaédricos e tetraédricos. A primeira malha cobre a cavidade do forno, onde ocorre a combustão e é a mais complexa das malhas elaboradas, por apresentar a região do queimador circular. Apresenta apenas elementos hexaédricos. As demais malhas cobrem o banho retangular, as paredes refratárias e as paredes isolantes externas. No domínio do banho, apenas elementos hexaédricos foram utilizados. Para as malhas das paredes refratárias e isolantes externos, elementos tetraédricos foram empregados.

5.3.1 Independência de malha

Após diversos testes, notou-se que o refino das malhas usadas na cavidade e no banho tinha maior importância na estimativa dos resultados do que o refino das demais malhas. Três conjuntos de malhas foram testados para a cavidade, na análise de independência dos resultados com relação à própria malha. Os três conjuntos testados para o problema possuíam 60x60x115 (Malha 1); 110x70x115 (Malha 2) e 150x100x150 (Malha 3) elementos, nas direções da altura, largura e comprimento do forno, respectivamente. Como o foco deste trabalho é a

análise térmica do forno, os parâmetros testados para análise da independência de malha foram os fluxos de calor e temperaturas em pontos específicos, dados na Tabela 5.2, bem como os balanços de energia. Devido a uma diferença menor que 1% em todos os parâmetros analisados entre a malha intermediária (Malha 2) e a mais refinada (Malha 3), a malha intermediária foi usada para todos os casos resolvidos neste trabalho.

É importante destacar aqui que o refinamento maior da malha ocorreu no sentido da altura do forno. Esse refino ocorreu próximo à interface gases-banho, onde ocorrem os maiores fluxos de energia e a liberação da massa de CO_2 . Para as malhas do banho e das paredes, duas malhas foram testadas, não apresentando diferença significativa nos resultados. O único ponto importante a se destacar é que a malha do banho também é mais refinada no sentido da altura do forno, próxima à interface gases-banho. A malha completa final utilizada para a resolução do problema, considerando os quatro domínios abordados, totalizou 2.672.382 elementos, sendo que 49,7% destes são elementos hexaédricos.

Tabela 5. 2 - Comparação de resultados na análise de independência de malhas para a cavidade do forno.

	Malha 1	Malha 2	Malha 3
Temperatura na interface do banho	1583°C	1560°C	1559°C
Temperatura na saída dos gases	1267°C	1210°C	1210°C
Fluxo de calor na interface do banho	260,8 kW	236,5 kW	236,5 kW
Fluxo de calor das paredes para o ambiente	130,1 kW	142,8 kW	142,9 kW
Fluxo de calor carregado pelos gases	913,8 kW	889,4 kW	889,5 kW

5.4 Análise da influência de parâmetros prescritos no modelo de liberação de gases pelo banho

A influência de dois parâmetros prescritos no modelo de liberação de CO_2 pelo banho foi analisada: a velocidade e a temperatura de injeção de CO_2 na cavidade, a partir da interface gases-banho.

Para a velocidade, dois casos foram testados. Os casos com velocidade de 0,05 m/s (Velocidade 1) e 0,5 m/s (Velocidade 2), foram simulados. Os resultados são apresentados na Tabela 5.3. Os mesmos resultados foram analisados para os casos com temperatura de injeção de CO₂ de 298,75 K (Temperatura 1) e 1273 K (Temperatura 2). Neste último, um sumidouro de energia equivalente à energia acrescentada na cavidade pela injeção da massa de CO₂ a 1273 K, foi adicionado para não haver uma entrada de energia extra no problema. A influência da temperatura de injeção é apresentada na Tabela 5.4.

Tabela 5. 3 - Comparação de resultados na análise da velocidade de injeção de CO₂ através da interface do banho na cavidade do forno.

	Velocidade 1 (0,05 m/s)	Velocidade 2 (0,5 m/s)
Temperatura na interface do banho	1247°C	1249°C
Temperatura na saída dos gases	1210°C	1210°C
Fluxo de calor na interface do banho	236,5 kW	238,2 kW
Fluxo de calor das paredes para o ambiente	142,8 kW	142,6 kW
Fluxo de calor carregado pelos gases	889,4 kW	889,0 kW

Tabela 5. 4 - Comparação de resultados na análise da temperatura de injeção de CO₂ através da interface do banho na cavidade do forno.

	Temperatura 1 (298,75 K)	Temperatura 2 (1.273 K)
Temperatura na interface do banho	1247°C	1250°C
Temperatura na saída dos gases	1210°C	1211°C
Fluxo de calor na interface do banho	236,5 kW	238,9 kW
Fluxo de calor das paredes para o ambiente	142,8 kW	142,0 kW
Fluxo de calor carregado pelos gases	889,4 kW	890,0 kW

Tanto para o caso de uma velocidade de injeção de CO₂ através da interface do banho 10 vezes mais elevado, quanto para uma temperatura da ordem de 5 vezes maior, não houve diferença significativa nos resultados analisados, com diferenças menores que 1%. Por este motivo todos os casos apresentados no capítulo seguinte foram

resolvidos com velocidade de injeção de CO_2 de 0,05 m/s e temperatura de injeção de 298,75 K.

6 Resultados numéricos

Neste capítulo o código numérico é usado para simular o processo em situações diversas, usando diferentes opções do modelo. Os resultados são comparados com os obtidos nas medições, como forma de validação da simulação realizada. Valores de temperaturas e fluxos de energia são considerados nas comparações.

Dois casos de medições foram usados para validação, que são os Casos 1 e 2, apresentados no Capítulo 4. Neste capítulo a referência é feita através da porcentagem de CO_2 liberado pelo banho, com relação ao CO_2 total medido na chaminé, de acordo com a Tabela 4.5. O Caso 1 representa uma liberação de CO_2 equivalente a 46% (em massa) do CO_2 total e o Caso 2 uma liberação equivalente a 20%. Como informação já comentada, na indústria produtora de vidro a liberação de CO_2 pelo banho é estimada em 21% do CO_2 total (Schmitz et al., 2011).

Nos resultados apresentados a seguir, cada variável analisada é apresentada separadamente em gráficos, comparando os resultados dos quatro modelos diferentes com o valor medido experimentalmente. A incerteza experimental é apresentada na forma de barras de incerteza. Por critérios de apresentação, os quatro modelos aplicados neste capítulo possuem uma denominação mais curta do que a apresentada no Capítulo 5: CO_2 nulo cinza é denominado de N-cinza, o CO_2 nulo bandas de N-bandas, CO_2 extra WSGGM de E-WSGGM e CO_2 extra WSGGMx de E-WSGGMx. Os valores experimentais são identificados pela denominação Exp.

6.1 Comparação com as variáveis medidas

6.1.1 Temperatura dos gases na saída do forno

A Figura 6.1 apresenta a comparação entre os valores encontrados para a temperatura dos gases na saída do forno para o Caso 1 (liberação de CO_2 pelo banho equivalente a 46% do CO_2 total) e Caso 2 (liberação de CO_2 pelo banho equivalente a 20% do CO_2 total).

Para a temperatura dos gases na saída do forno, a incerteza de medição foi baixa, menor que 4°C , por isso a difícil visualização da barra de erro na Figura 6.1. A importância da inclusão da liberação do CO_2 pelo banho na modelagem, para o caso com 46% de CO_2 proveniente do banho, é evidente. Uma modelagem sem a consideração da massa extra de CO_2 dentro do forno (modelos CO_2 nulo), resulta em temperaturas dos gases bastante elevadas, quando comparadas com o

valor medido. A diferença foi de 198°C para a modelagem cinza com WSGGM e chegou a 260°C para a resolução com o modelo de radiação não cinza por bandas. Ao analisar o caso com liberação de CO₂ menor, 20%, nota-se que a influência da consideração da massa de CO₂ extra dentro do forno, na estimativa da temperatura de saída dos gases, diminui consideravelmente, apresentando uma diferença máxima de 61°C, para o caso de bandas. Em ambos os casos o uso do modelo com liberação de CO₂ pelo banho, juntamente com o modelo WSGGM com coeficientes adaptados para as diferentes concentrações de CO₂ e H₂O dentro da cavidade, se apresenta com a menor diferença, quando comparado ao valor experimental, 119°C para o Caso 1 e 12°C para o Caso 2. O modelo considerando a liberação de CO₂, porém com os coeficientes padrões do modelo WSGGM, não apresentou resultados distantes do modelo com coeficientes corrigidos, obtendo-se diferenças de 128°C para o Caso 1 e 19°C para o Caso 2.

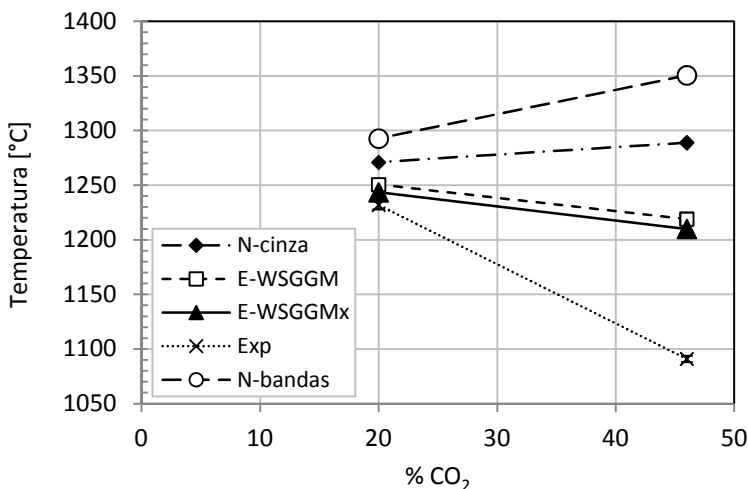


Figura 6. 1 - Resultados numéricos - temperatura dos gases na saída do forno. Comparação entre resultados numéricos para os modelos CO₂ nulo cinza (N-cinza); CO₂ nulo bandas (N-bandas), CO₂ extra WSGGM (E-WSGGM), CO₂ extra WSGGMx (E-WSGGMx) e resultado experimental (Exp).

6.1.2 Temperatura de saída do banho

Para a temperatura de saída do banho, os modelos não apresentaram uma tendência clara, quando comparados aos dois casos medidos. Os resultados são apresentados na Figura 6.2. Para ambos os casos, o modelo de bandas apresentou valores mais próximos aos medidos.

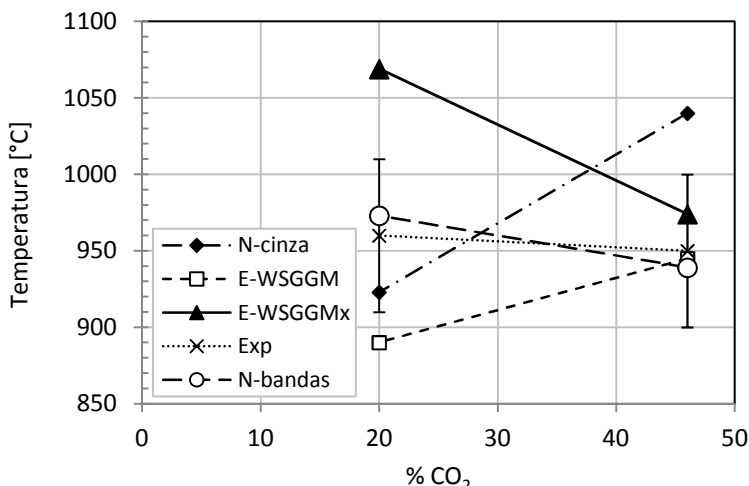


Figura 6. 2 - Resultados numéricos - temperatura do banho na saída do forno. Comparação entre resultados numéricos para os modelos CO_2 nulo cinza (N-cinza); CO_2 nulo bandas (N-bandas), CO_2 extra WSGGM (E-WSGGM), CO_2 extra WSGGMx (E-WSGGMx) e resultado experimental (Exp).

Para o Caso 1, caso real com maior liberação de CO_2 , ambos os modelos que preveem a liberação de CO_2 obtiveram resultados dentro da incerteza de medição, enquanto o modelo cinza que não prevê a liberação teve os maiores diferenças, da ordem de 90°C . Já para o Caso 2, caso real com menor liberação de CO_2 , os modelos apresentaram resultados mais dispersos, não seguindo a tendência do Caso 1. Contudo, as diferenças de temperatura do banho para todos os casos ficaram abaixo de 110°C . Vale destacar aqui que as propriedades do banho foram estimadas com base em dados da literatura, nem sempre disponíveis para a exata composição analisada.

6.2 Comparação das taxas de saída de energia do forno

Para as taxas de energia saindo do forno, a incerteza de medição é maior, fazendo com que grande parte dos casos simulados para os diferentes modelos estejam dentro da incerteza da medição. Porém, o comportamento diferenciado entre os modelos é identificado e evidenciado nos resultados seguintes.

6.2.1 Taxa de energia perdida pelas paredes para o ambiente

A Figura 6.3 apresenta os resultados para a taxa de energia perdida pelas paredes para o ambiente.

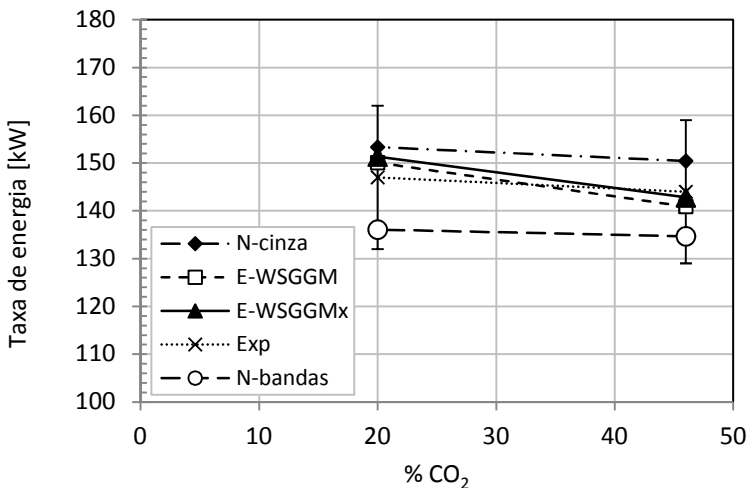


Figura 6. 3 - Resultados numéricos - Taxa de energia perdida pelas paredes para o ambiente. Comparação entre resultados numéricos para os modelos CO₂ nulo cinza (N-cinza); CO₂ nulo bandas (N-bandas), CO₂ extra WSGGM (E-WSGGM), CO₂ extra WSGGMx (E-WSGGMx) e resultado experimental (Exp).

O modelo de bandas onde a liberação de CO₂ pelo banho não é considerada, mostra-se com valores menores de perda de energia pelas paredes, quando comparado aos demais modelos. Os dois modelos que consideram a liberação de CO₂, E-WSGGM e E-WSGGMx, apontaram resultados similares, com diferença máxima relativa ao experimental de 2,2% para o Caso 1 e 5,0% para o Caso 2. Já o modelo cinza, sem

liberação de CO_2 , apresentou perdas mais elevadas pelas paredes que os demais modelos. A maior diferença com relação aos valores experimentais apareceu na modelagem sem liberação de CO_2 , com bandas, chegando a 6,5% para o Caso 1 e 14% para o Caso 2.

6.2.2 Taxa de energia carregada pelos gases da chaminé

A tendência de comportamento entre as taxas de energia retiradas através da chaminé, para os diferentes modelos, é identificada na Figura 6.4.

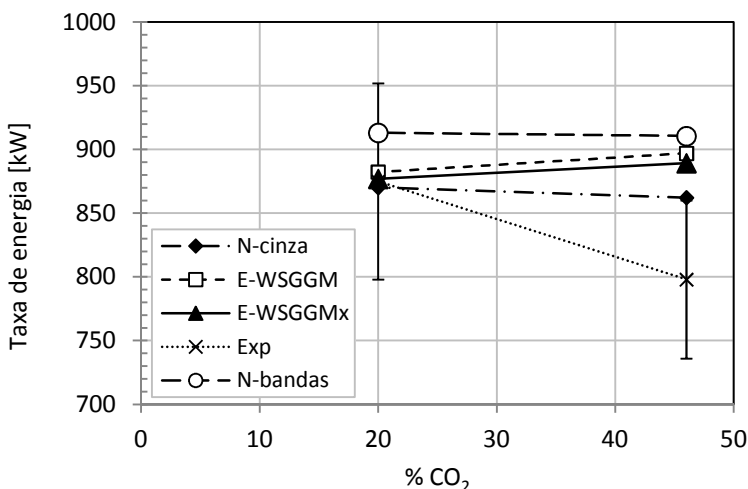


Figura 6. 4 - Resultados numéricos - Taxa de energia carregada pelos gases do forno. Comparação entre resultados numéricos para os modelos CO_2 nulo cinza (N-cinza); CO_2 nulo bandas (N-bandas), CO_2 extra WSGGM (E-WSGGM), CO_2 extra WSGGMx (E-WSGGMx) e resultado experimental (Exp).

Para ambos os casos de liberação de CO_2 pelo banho, o modelo cinza que não inclui esta liberação de CO_2 apresenta valores mais próximos ao experimental. Porém, esse valor corresponde a uma compensação de erros. Conforme identificado na Figura 6.1, a temperatura de saída dos gases para este modelo cinza difere bastante da temperatura medida, apresentando a maior diferença positiva com relação a esta variável. Ao não considerar a liberação de CO_2 na modelagem numérica, o fluxo de massa de saída dos gases é menor que

o real e ambos os erros se compensam, chegando a um valor de energia carregada pelos gases próximo do medido. Naturalmente, o modelo de bandas sem liberação de CO_2 pelo banho é o que apresenta maior erro na estimativa da energia carregada pelos gases, seguido do modelo E-WSGGM e E-WSGGMx. Novamente, a diferença é mais significativa para a maior liberação de CO_2 . O modelo de bandas apresenta diferença relativa ao experimental de 14% para o Caso 1, diminuindo para 4,4% para o Caso 2. Para o Casos 1 todos os modelos apresentaram perda maior de energia pelos gases do que o experimental, porém a diferença decresce com a utilização do modelo de liberação de CO_2 pelo banho e dos coeficientes corrigidos do modelo E-WSGGMx.

6.2.3 Taxa de energia carregada pelo banho na saída do forno

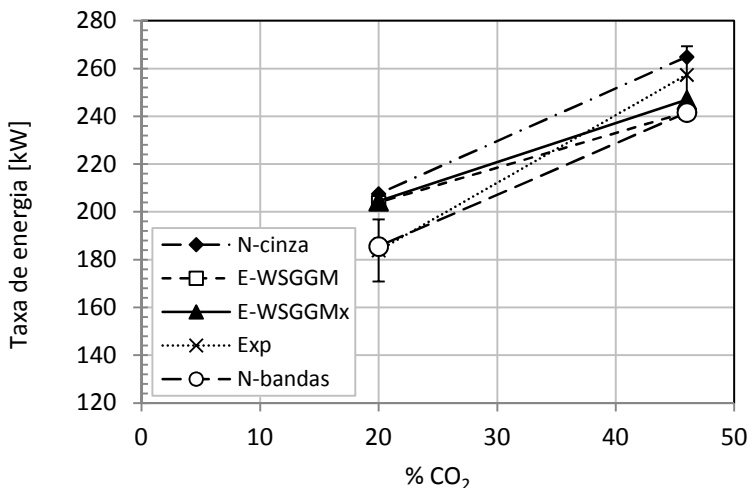


Figura 6. 5 - Resultados numéricos - Taxa de energia carregada pelo banho na saída do forno. Comparação entre resultados numéricos para os modelos CO_2 nulo cinza (N-cinza); CO_2 nulo bandas (N-bandas), CO_2 extra WSGGM (E-WSGGM), CO_2 extra WSGGMx (E-WSGGMx) e resultado experimental (Exp).

A taxa de energia carregada pelo banho para fora do forno apresentou incertezas baixas, por se considerar apenas o erro de medição e não a estimativa das propriedades do material, conforme já comentado no Capítulo 4. Com as mesmas propriedades usadas na estimativa da energia experimental, os resultados dos modelos numéricos se

assemelham bastante aos valores medidos. Em geral, o uso do modelo de radiação cinza sem liberação de CO_2 pela massa (N-cinza) produziu os maiores valores de energia cedida para a carga, enquanto o modelo de radiação não cinza, por bandas, sem liberação de CO_2 pela massa, resultou nos menores valores (Figura 6.5).

6.3 Resumo e conclusão dos resultados da validação

Para uma análise mais detalhada, os valores experimentais e os valores numéricos, comparados nas Figuras 6.1 a 6.5, são apresentados nas Tabelas 6.1 e 6.2 para os Casos 1 (liberação de CO_2 pelo banho equivalente a 46% do CO_2 total) e 2 (liberação de CO_2 pelo banho equivalente a 20% do CO_2 total), respectivamente. Para todos os casos e modelos analisados, a percentagem volumétrica de O_2 nos gases foi superestimada, com valores estimados da ordem de 2 vezes maiores. Para os modelos numéricos, não é contabilizado o CO na reação da combustão, sendo essa a razão do valor zero na estimativa de CO pelos modelos numéricos. Para análise deste elemento, há a necessidade da resolução da combustão com um número maior de passos, não aplicado neste trabalho. O mesmo aconteceu com a estimativa de NO, não trabalhado neste estudo.

Alguns comentários importantes com relação aos resultados podem ser aqui destacados. Em geral, para ambos os casos de liberação de CO_2 analisados, a inclusão do modelo de liberação de CO_2 no modelo numérico resultou em diferenças significativas quando comparado com os modelos sem a inclusão para a estimativa da temperatura de saída dos gases e taxas de energia perdida pelas paredes para o ambiente e pelos gases. Os valores estimados pelos modelos com liberação de CO_2 pelo banho se apresentaram mais próximos dos valores experimentais. Um detalhe a destacar é a estimativa da energia perdida pelos gases com o modelo cinza sem consideração da liberação de CO_2 pelo banho, que apresentou valor mais próximo ao experimental, mas conforme já detalhado, decorrente de uma compensação de erros. Outro ponto importante é que a resolução do problema com radiação dos gases não cinza sem a liberação de CO_2 pelo banho (N-bandas) apresentou os resultados mais longes do experimental, demonstrando a importância na consideração precisa da composição dos gases em fornos industriais com o tratamento da radiação dos gases como não-cinza. Para o Caso 2, onde a expansão para indústria de vidros pode ser visada, as diferenças máximas entre os valores estimados pelos modelos sem a liberação de CO_2 pelo banho e radiação cinza e os valores experimentais foram da

ordem de 4 % para temperatura de saída dos gases e da ordem de 1, 3 e 13 % para as taxas de energia perdida pelos gases, paredes e massa respectivamente. Para a resolução da radiação não cinza, esses valores são mais elevados. O mesmo conjunto de valores para o caso cinza com liberação de CO₂ foram menor que 1 % para a temperatura de saída dos gases e taxa de energia perdida pelos gases, e da ordem de 4 e 11 % para as taxas de energia perdida pelas paredes e pela massa, respectivamente.

Em resumo, o modelo com liberação de CO₂ pelo banho com resolução da radiação cinza através do modelo WSGGM com coeficientes modificados para consideração da variação da relação molar entre CO₂ e H₂O na cavidade apresentou os resultados mais condizentes com os resultados experimentais.

Tabela 6. 1 - Comparação resultados experimentais e numéricos - Caso 1.

Variáveis	Experimental	N - bandas	N- cinza	E- WSGGM	E- WSGGMx
Temperatura gases na chaminé [°C]	1091±3	1351	1289	1219	1210
Temperatura de saída do banho [°C]	950±50	939	1040	945	974
CO ₂ na chaminé [%]	17,78±1,34	9,72	9,72	17,10	17,57
O ₂ na chaminé [%]	2,06±1,25	3,53	3,51	3,13	3,10
CO na chaminé [ppm]	6±4	0	0	0	0
NO na chaminé [ppm]	40±3	0	0	0	0
Perda pelas paredes [kW]	144,0±15	135	139,9	131,5	142,8
Perda pelo produto [kW]	257,4±11,3	242	264,9	241,8	246,9
Perda pelos gases [kW]	798,4±61,8	911	862,3	897,0	889,4

² Porcentagem volumétrica

Tabela 6. 2 - Comparação resultados experimentais e numéricos - Caso 2

Variáveis	Experimental	N - bandas	N- cinza	E- WSGGM	E- WSGGMx
Temperatura gases na chaminé [°C]	1232±4	1293	1271	1251	1244
Temperatura de saída do banho [°C]	900±55	973	1095	1060	1069
CO ₂ na chaminé [%]	11,99±0,28	8,80	8,96	11,31	11,46
O ₂ na chaminé [%]	2,12±0,40	4,99	4,96	4,76	4,70
CO na chaminé [ppm]	30±30	0	0	0	0
NO na chaminé [ppm]	50±2	0	0	0	0
Perda pelas paredes [kW]	147,0±15	136	153,3	150,1	151,3
Perda pelo produto [kW]	183,9±13	186	207,6	204,0	204,5
Perda pelos gases [kW]	874,7±76,7	913	870,2	882,4	877,0

² Porcentagem volumétrica

6.4 Análise dos resultados numéricos

O levantamento de dados experimentais neste trabalho esbarrou em certas limitações, por se tratar de um trabalho realizado em campo, com um equipamento real em operação. Uma dessas limitações é a falta de documentação experimental do comportamento das diversas variáveis envolvidas dentro do forno. Em razão desta falta de dados experimentais, os modelos se tornam úteis para analisar o comportamento do processo em diferentes situações de operação. Assim, a seguir são apresentadas estimativas de comportamento de algumas variáveis consideradas importantes, para os modelos com e sem liberação de CO₂ pelo banho. Considera-se, portanto, os dois casos de liberação de CO₂ analisados na seção anterior, com 46% e 20% da liberação de CO₂ adicional pelo banho.

6.4.1 Aumento da concentração de CO_2 na cavidade do forno

A Figura 6.6 apresenta a distribuição da fração mássica de CO_2 no plano vertical médio da cavidade, obtida para as mesmas condições de operação com a modelagem sem liberação de CO_2 com o modelo cinza (a), e com liberação pelo banho de 20% do CO_2 total (b) e 46% (c). Estes dois últimos obtidos com o modelo E-WSGGMx com os coeficientes modificados.

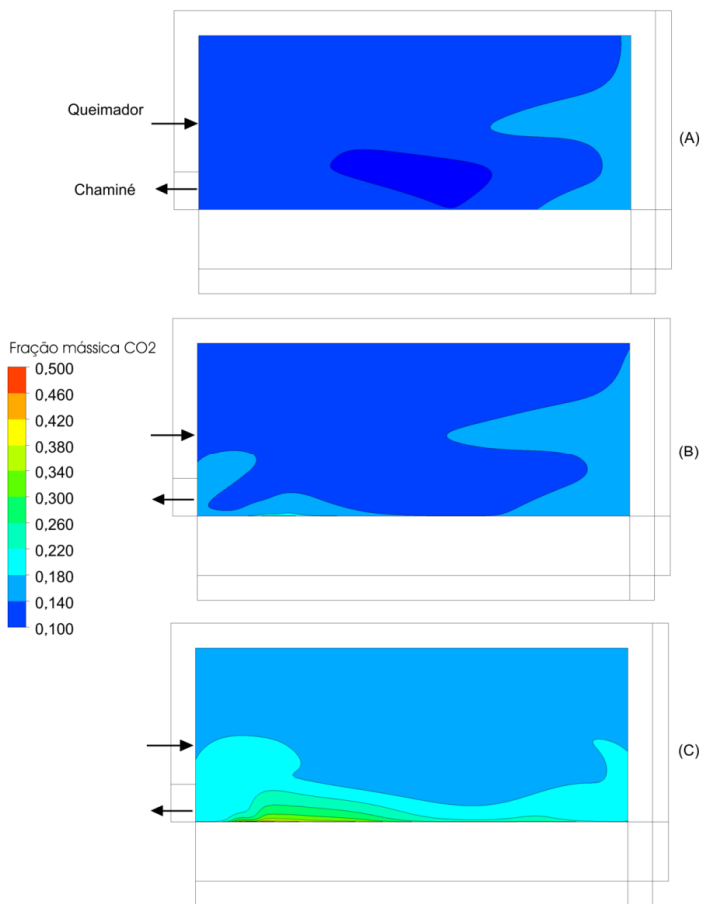


Figura 6. 6 - Fração mássica de CO_2 no plano médio da cavidade do forno: (a) modelo sem liberação de CO_2 pelo banho; (b) modelo com liberação de 20% de CO_2 pelo banho e (c) modelo com liberação de 46% de CO_2 pelo banho.

O plano vertical médio da cavidade não é coincidente com o plano médio do queimador, uma vez que o último é posicionado à esquerda do forno. Destaca-se aqui que não há diferença entre a distribuição obtida com os modelos sem liberação de CO_2 devido a estimativa da concentração estar atrelada ao modelo de liberação de CO_2 e de combustão apenas. O mesmo se repete para os modelos com liberação de CO_2 . A linha do queimador e da saída para a chaminé do forno estão indicados na Figura 6.6.

A diferença entre a não inclusão de uma liberação de CO_2 pelo banho na resolução numérica é mais evidente para a maior liberação de CO_2 , porém também notável para o caso com menor liberação de CO_2 analisado. Como esperado, as frações mássicas mais elevadas do CO_2 para os modelos que incluem a liberação de CO_2 pelo banho ocorrem próximas à interface do banho e dos gases na cavidade.

As propriedades dos modelos de banda e WSGGM com os coeficientes padrões de Smith et al. (1982) utilizados nestes trabalho foram estimados com uma relação entre as concentrações molares de H_2O e CO_2 fixa, de 2:1, comum em queimas de metano e ar. A Figura 6.7 apresenta a relação da concentração molar entre H_2O e CO_2 ($x_{\text{H}_2\text{O}} / x_{\text{CO}_2}$) obtida com a resolução do problema novamente no plano médio da cavidade para a modelagem sem liberação de CO_2 com o modelo cinza (a), com liberação de 46% do CO_2 total pelo banho (b) e 20% (c), ambos os últimos obtidos com o modelo E-WSGGMx com os coeficientes modificados. Vale ressaltar que a prática comum, ainda atualmente, para problemas industriais de grande escala é a utilização do modelo de WSGGM com os coeficientes padrões onde é considerada a cavidade com a relação constante $x_{\text{H}_2\text{O}} / x_{\text{CO}_2} = 2$. O porquê da utilização deste modelo é visualizado na Figura 6.7 (a), onde, sem a liberação de CO_2 pelo banho, a relação igual a 2 predomina. Essa relação se modifica na região da chama, não apresentada aqui. Porém, ao se considerar a liberação de CO_2 pelo banho, neste caso específico de processo, há uma mudança significativa na relação. Esta variação ocorre entre aproximadamente 1 e 2 para o caso com liberação pelo banho correspondente a 20% e entre 0,5 e 2 para 46%.

A utilização de propriedades estimadas para uma relação $x_{\text{H}_2\text{O}} / x_{\text{CO}_2}$ maior do que a real no tratamento da radiação como cinza, trouxe diferenças nas trocas de energia dentro do forno para os casos analisados. Isso pode ser observado ao se comparar os resultados para os Casos 1 e 2 entre os modelos E-WSGGM e E-WSGGMx, apresentados

na seção anterior. Essa diferença contudo, foi pequena (da ordem de 2% entre os modelos). A maior diferença apareceu na utilização ou não do modelo de liberação de CO_2 pelo banho, como pode ser notado comparando-se os resultados entre os modelos N-cinza e E-WSGGMx (da ordem de 10%). O problema maior aparece ao resolver o problema da radiação por bandas, sem a consideração da liberação de CO_2 pelo banho.

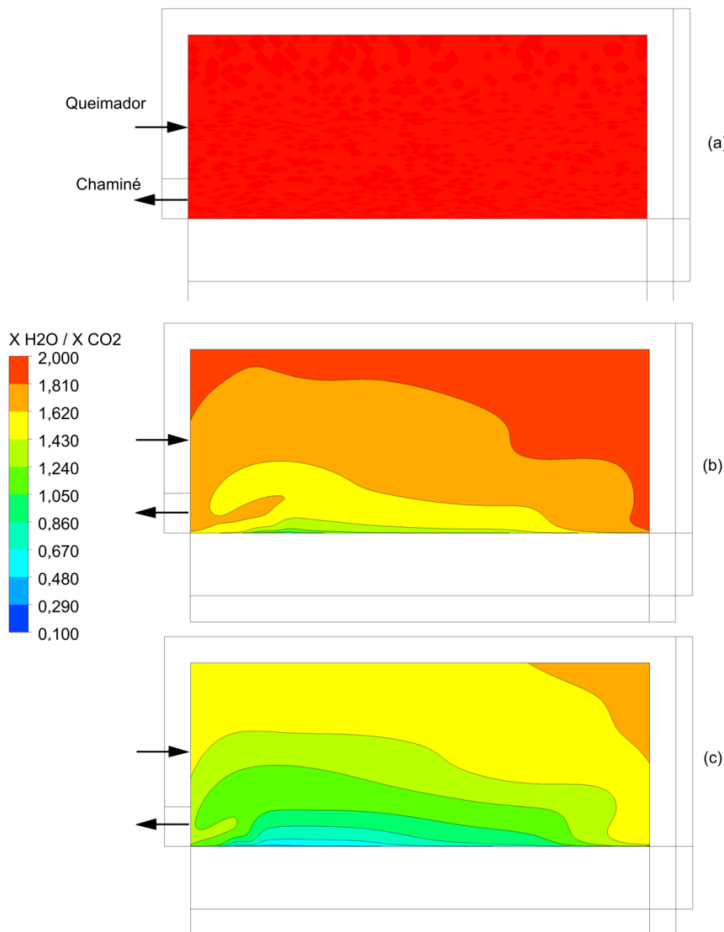


Figura 6. 7 - Relação molar $x_{\text{H}_2\text{O}} / x_{\text{CO}_2}$ no plano médio da cavidade do forno: (a) modelo sem liberação de CO_2 pelo banho; (b) modelo com liberação pelo banho de 20% do CO_2 total e (c) 46% do CO_2 total.

6.4.2 Temperatura e fluxo de energia na interface banho - gases

A Figura 6.8 apresenta a distribuição de temperatura na superfície do banho para o caso com maior liberação de CO_2 pelo banho (Caso 1). Os resultados apresentados pelos modelos N-cinza (a), E-WSGGM (b) e E-WSGGMx (c) são comparados.

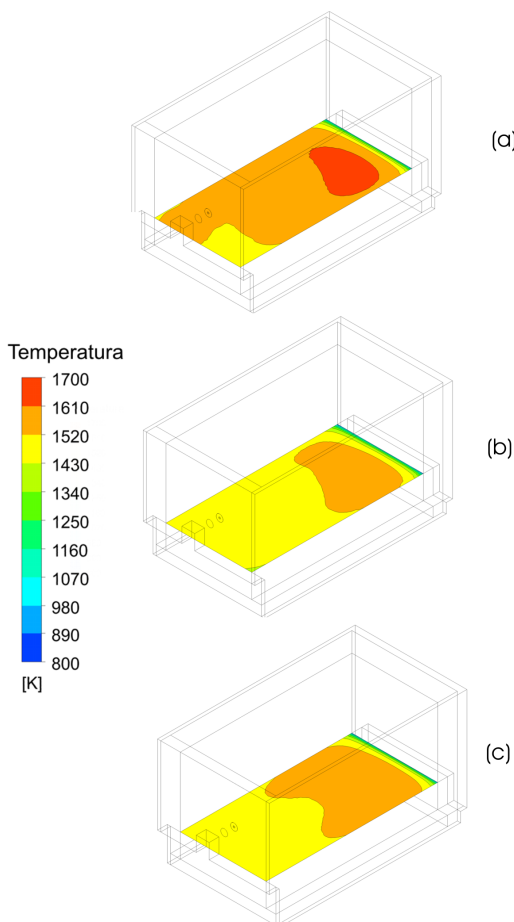


Figura 6. 8 - Temperatura na interface gases-banho para caso com liberação pelo banho de 46% do CO_2 total: (a) modelo de radiação cinza sem liberação de CO_2 pelo banho; (b) modelo de radiação cinza WSGGM com liberação de CO_2 pelo banho e (c) modelo de radiação cinza WSGGMx com liberação pelo banho.

No caso sem liberação de CO_2 (N-cinza), a temperatura é levemente mais elevada. Ela diminui ao adicionar o modelo de liberação de CO_2 pelo banho. Com a utilização dos coeficientes modificados, no modelo E-WSGGMx, a temperatura é mais elevada quando comparada com o uso dos coeficientes padrões do WSGGM. As temperaturas médias na superfície para os três modelos foi de 1278°C (a), 1201°C (b), 1217°C (c). O mesmo caso resolvido por bandas sem a liberação de CO_2 pelo banho é apresentado na Figura 6.9, onde nota-se a maior diferença entre os modelos, apresentando temperaturas mais baixas na interface que os demais modelos. Isso se deve ao fato de a resolução da radiação através do modelo de gases cinza, quando comparado com o mesmo problema resolvido através do tratamento não-cinza da radiação apresentar valores mais elevados de fluxo de calor para superfícies

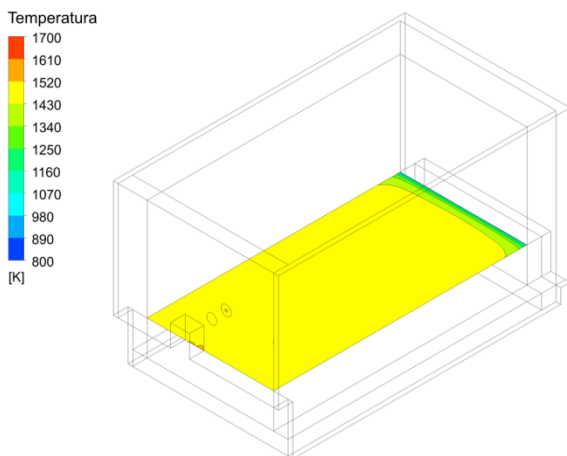


Figura 6. 9 - Temperatura na interface gases-banho para o modelo de radiação não-cinza por bandas, sem liberação de CO_2 pelo banho.

O comportamento se repete para o Caso 2, porém em menor grau, devido a menor liberação de CO_2 extra.

Uma análise análoga do fluxo de energia na mesma interface para o Caso 1 está apresentada na Figura 6.10.

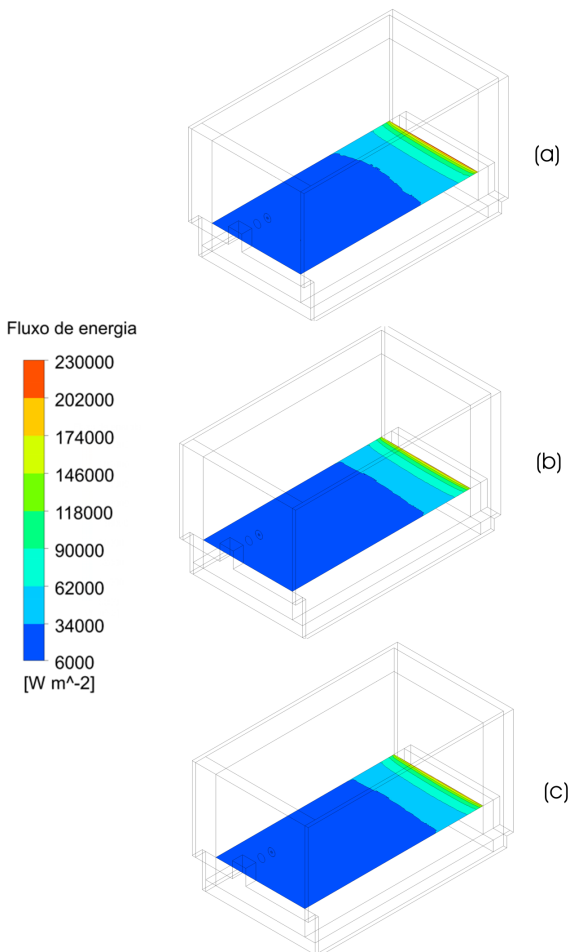


Figura 6. 10 - Fluxo de energia na interface gases-banho para caso com liberação pelo banho de 46% do CO₂ total: (a) modelo de radiação cinza sem liberação de CO₂ pelo banho; (b) modelo de radiação cinza WSGGM com liberação de CO₂ pelo banho e (c) modelo de radiação cinza WSGGMx com liberação pelo banho.

O perfil de fluxo de calor é semelhante em todos, com os maiores fluxos de energia concentrados na parte traseira do banho. Isto acontece aqui devido a elevada diferença de temperatura entre os gases e o banho nesta região, onde o banho adentra o forno com temperatura de 25°C. Para o caso de radiação não-cinza por bandas sem liberação de

CO₂ pelo banho o perfil também se assemelha. Porém a integral do fluxo de energia na área gera valores diferentes, respectivamente 266 kW para N-cinza, 235 kW para N-bandas, 229 kW para E-WSGGM e 238 kW para E-WSGGMx. Vale lembrar que parte desta energia ainda é redistribuída pelo banho e perdida pelas paredes anexas ao mesmo.

6.4.3 Demais temperaturas na cavidade

Com relação às temperaturas encontradas dentro da cavidade, a modelagem do problema com um modelo cinza, como o WSGGM, sem considerar a liberação de CO₂ pelo banho, leva a temperaturas mais elevadas tanto na superfície do banho, quanto nos gases e nas superfícies internas das paredes. A Figura 6.11 apresenta o valor da temperatura média para as superfícies internas da parede do forno, para os modelos cinza com e sem liberação de CO₂ pelo banho. Aqui também se considera o caso do banho com liberação de 46% do CO₂ total. Novamente, ao utilizar o modelo de bandas sem liberação de CO₂ as temperaturas das superfícies decaem.

A mesma análise é apresentada na Figura 6.12, para a superfície do banho, já comentada na seção anterior.

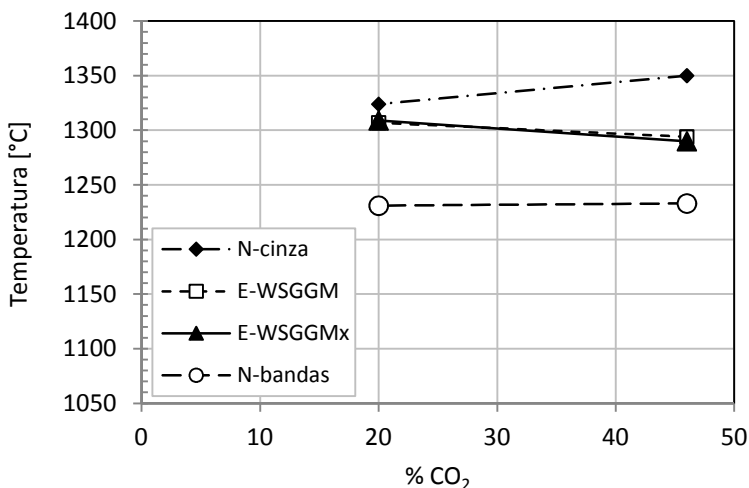


Figura 6. 11 - Resultados numéricos - temperatura média na superfície interna das paredes do forno. Comparação entre resultados numéricos para os modelos CO₂ nulo cinza (N-cinza); CO₂ nulo bandas (N-bandas), CO₂ extra WSGGM (E-WSGGM), CO₂ extra WSGGMx (E-WSGGMx).

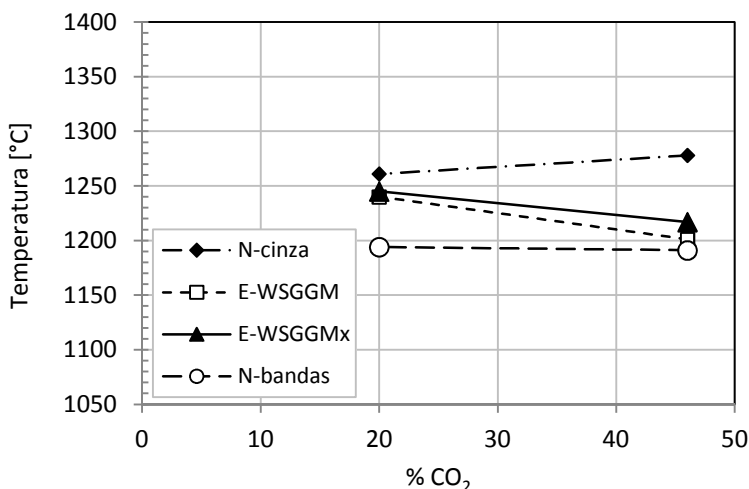


Figura 6. 12 - Resultados numéricos - temperatura média na interface banho-gases. Comparação entre resultados numéricos para os modelos CO₂ nulo cinza (N-cinza); CO₂ nulo bandas (N-bandas), CO₂ extra WSGGM (E-WSGGM), CO₂ extra WSGGMx (E-WSGGMx).

6.5 Aplicação do modelo para estudo da eficiência energética no forno

Após a análise dos quatro modelos analisado, o modelo com liberação de CO₂ E-WSGGMx foi aplicado no levantamento de opções de aumento de eficiência energética no forno no qual foram realizadas as medições experimentais. Além da aplicação clássica do reaproveitamento da energia armazenada nos gases expelidos pelo forno para pré-aquecimento do ar de combustão através de trocadores de calor, duas opções com mudanças geométricas no forno foram analisadas. A seguir estão apresentadas as duas opções requeridas pela empresa parceira para aplicação prática.

6.5.1 Inclinação do queimador

A primeira análise foi realizada com relação à inclinação do queimador em direção ao banho. No momento do estudo não havia inclinação no queimador, sendo a chama lançada paralela ao banho. As inclinações analisadas estão indicadas na Figura 6.13, comparadas com

a posição normal do queimador (sem inclinação), denominada aqui de padrão.

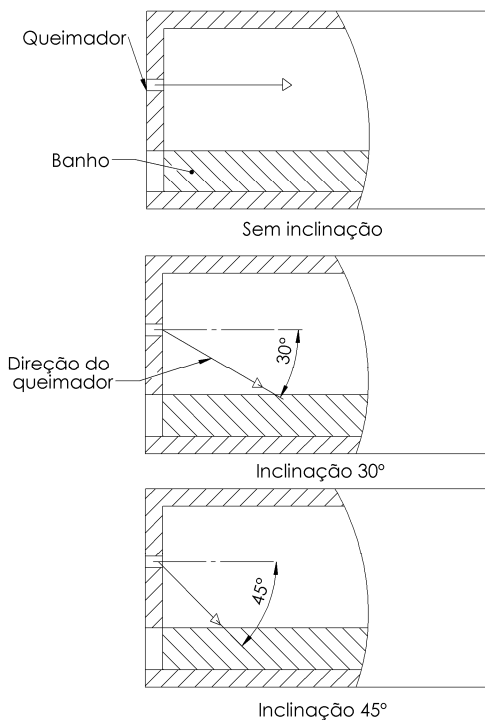


Figura 6. 13 - Esquema indicando as inclinações analisadas para o queimador.

Ao direcionar o queimador para o banho, a chama também é direcionada. Em ambos os casos inclinados analisados a chama “lambe” a superfície do banho, devido à alta velocidade de injeção do gás natural. A Figura 6.14 apresenta o perfil de temperatura no forno e na carga na seção transversal vertical do queimador para os dois casos analisados, quando comparados com o caso padrão. Percebe-se que com o ângulo de 45° a inclinação é excessiva, fazendo com que a chama atinja a carga no início do forno. A inclinação de 30° é menos agressiva, porém ainda ataca bastante a superfície da carga.

As temperaturas nas superfícies internas das paredes são mostradas nas Figuras 6.15 e 6.16.

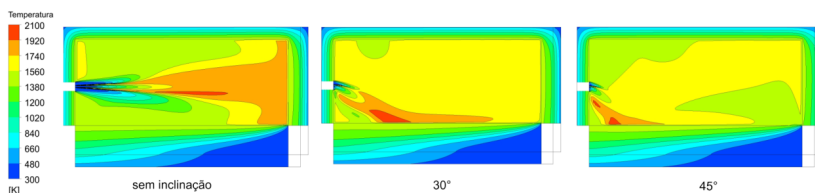


Figura 6. 14 - Distribuição de temperatura no plano central do queimador para os casos com inclinação nula (padrão), 30° e 45°.

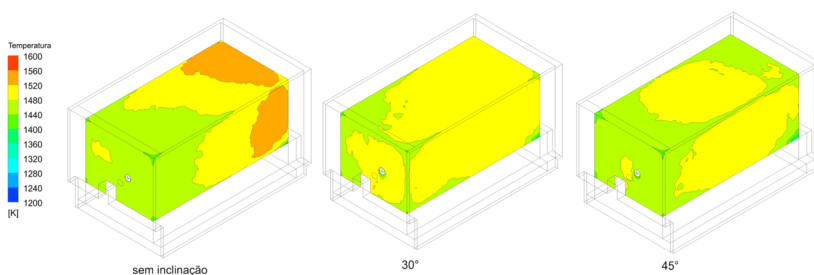


Figura 6. 15 - Temperaturas absolutas (K), nas superfícies internas do forno (frontal, teto e lateral direita), para os casos com inclinação nula (padrão), 30° e 45°.

Identifica-se uma diminuição nas temperaturas das superfícies internas das paredes à medida que a inclinação aumenta. As maiores temperaturas são também deslocadas para a parte central do forno, em contraste com o caso sem inclinação, onde as maiores temperaturas ocorrem na parte traseira. O mesmo comportamento é visível na superfície da carga. Esta análise foi realizada com o intuito de analisar a homogeneização na distribuição de temperatura na superfície do banho. Também tem o objetivo de reduzir o ataque da chama às superfícies do forno, causando maior desgaste aos refratários e necessidade de paradas para manutenção.

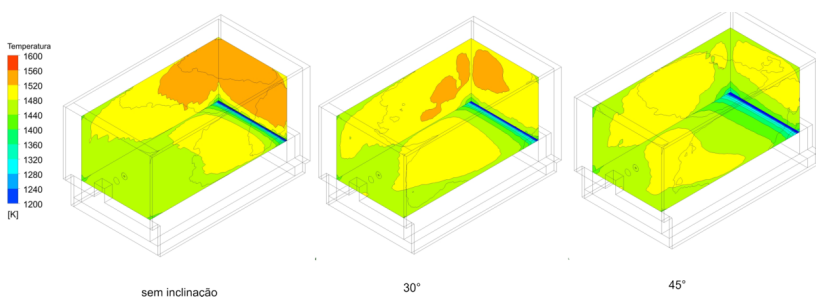


Figura 6. 16 - Temperaturas absolutas (K), nas superfícies internas do forno (lateral direita, fundo e superfície da carga), para os casos com inclinação nula (padrão), 30° e 45°.

6.5.2 Posição do queimador e da saída para a chaminé

A posição da saída para a chaminé e do queimador no forno influenciam no tempo de residência dos gases dentro da câmara de combustão e consequentemente nas trocas de calor. Duas condições de posicionamento da saída para a chaminé e do queimador foram analisadas e comparadas com a configuração existente. Na primeira o queimador é mantido na posição original, porém a chaminé é aproximada do mesmo, trazendo-a mais para o centro do forno. Na segunda o queimador e a chaminé são afastados um do outro, trazendo ambos mais perto das laterais do forno. A Figura 6.17 apresenta o posicionamento de ambos os casos, comparados com o desenho original do forno, considerado o padrão.

O objetivo desta análise foi analisar o tempo de residência dos gases dentro do forno com o intuito de aumentar o mesmo.

A comparação do balanço de energia com o modelo padrão é apresentado na Figura 6.18. A influência nas taxas de energia consideradas no balanço é menor que 1%, sendo considerada não significativa. Porém, analisando a tendência do balanço, verifica-se que ambas as configurações estudadas apresentam piora com relação ao modelo padrão, perdendo menos energia para as paredes, porém também dispondo de menos energia para a carga. Essa parcela de energia seria retirada do forno através dos gases de combustão mais aquecidos.

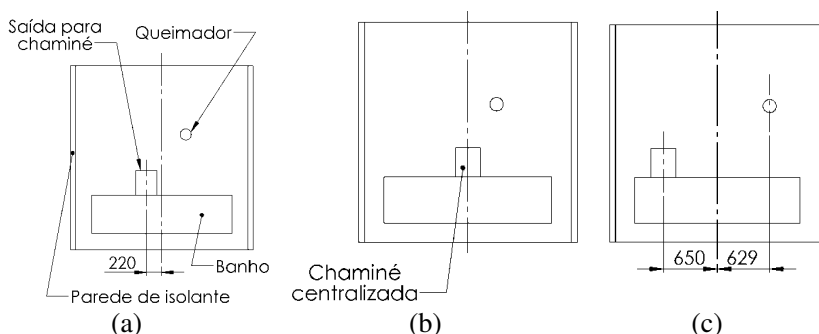


Figura 6. 17 - Esquema do posicionamento da saída dos gases para a chaminé e do queimador – vista frontal do forno. Caso padrão (a); chaminé centralizada (b); chaminé e queimador afastados (c).

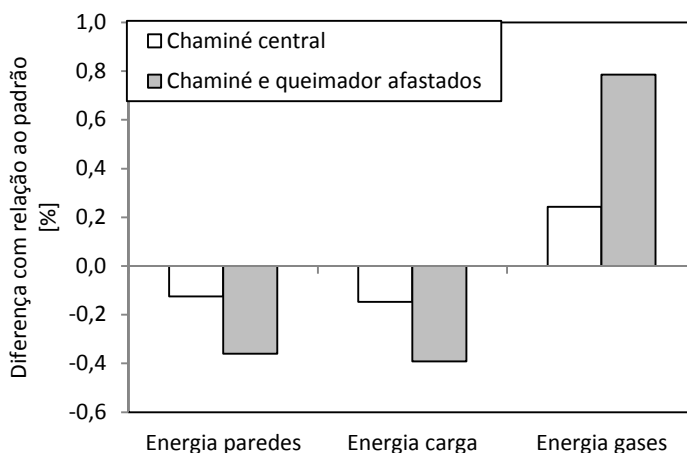


Figura 6. 18 - Diferença percentual no balanço de energia – comparação dos casos com mudança das posições da chaminé e do queimador com o padrão.

O aumento do fluxo de energia com a saída dos gases ocorreu devido à diminuição do tempo de residência dos gases dentro da câmara de combustão. Para o caso padrão, o tempo de residência foi estimado em 5,8 s. Para os dois casos simulados com modificações na geometria os tempos de residência encontrados foram de 3,6 s para o caso da

chaminé mais centralizada e de 2,3 s para o caso da chaminé e do queimador mais afastados.

É interessante ressaltar aqui que as modificações baseadas nos resultados apresentados nesta seção foram aplicadas na prática, por iniciativa da empresa, a partir do momento em que houve uma parada de manutenção.

Como visto neste Capítulo, os resultados possibilitaram uma discussão com relação a significância na consideração da liberação de CO₂ pelo banho durante o processo em dois níveis de importância (pouca e alta liberação de CO₂ pelo banho) e sua aplicação na otimização do equipamento de forma prática e não onerosa. O próximo capítulo sumariza as conclusões consideradas mais importantes deste trabalho.

7 Conclusão

Neste último capítulo as conclusões gerais, decorrentes dos resultados obtidos nos capítulos anteriores são apresentadas, seguidas de recomendações para trabalhos futuros.

7.1 Conclusões gerais

Esta tese apresentou o estudo do comportamento térmico de um forno de fusão de material vítreo (silicato de sódio), alimentado por gás natural e ar pré-aquecido. O estudo foi dividido em duas partes: levantamento de dados experimentais e caracterização do forno e modelagem numérica baseada no Método dos Volumes Finitos. A experimentação foi posteriormente aplicada na validação do modelo numérico.

Com relação ao comportamento térmico do forno levantado experimentalmente, os resultados do Capítulo 4 deixam claro que, apesar da diferença entre o produto processado, o comportamento térmico do forno segue certo padrão. O isolamento das paredes é efetivo, resultando em uma pequena perda de energia pelas paredes, da ordem de 12% para todos os casos analisados. Entre 60 a 80 % da energia disponível no forno é expelida pela chaminé com os gases quentes. Apenas uma fração de 15 a 20% da energia é utilizada para o processo de fusão do produto. Este comportamento aponta um grande potencial de reaproveitamento de energia, com a aplicação de trocadores de calor na recuperação de energia dos gases da chaminé, para pré-aquecimento do ar de combustão. Ainda, o uso de um analisador de gases evidenciou uma liberação de CO_2 através do banho de produto dentro do forno, conforme indicado na literatura específica sobre este tipo de material processado. Essa massa extra de CO_2 medida chegou a 46% da massa total de CO_2 liberado no processo completo, para um dos casos medidos. No segundo caso, a liberação foi da ordem de 20% da massa total, uma porcentagem comum na indústria de vidros, o que possibilita a aplicação de parte dos resultados deste estudo também nessa indústria.

Na parte de modelagem numérica, optou-se neste trabalho em realizar uma análise com quatro diferentes modelos. Os modelos diferiram no tratamento da radiação dos gases participantes dentro da cavidade e na consideração ou não da liberação de CO_2 pelo banho. O primeiro modelo não considerou a liberação de CO_2 pelo banho e resolveu a radiação considerando os gases na cavidade do forno como

um gás cinza, através do modelo WSGGM. O segundo modelo também não considerou a liberação de CO_2 pelo banho, porém resolveu a radiação dos gases considerando o meio como não cinza e resolvendo a RTE por bandas de radiação. O terceiro e o quarto modelo ambos consideraram a liberação de CO_2 pelo banho e trataram a radiação dos gases como cinza através do modelo WSGGM, porém diferiram nos coeficientes utilizados no modelo. Enquanto o terceiro modelo considerou os coeficientes de Smith et al. (1982), comumente aplicados neste tipo de estudo, o quarto considerou os coeficientes de Johanssen et al. (2011), onde a variação de concentração de CO_2 e H_2O dentro da cavidade foi considerada.

Resultados dos quatro modelos foram comparados com os dados medidos no forno em operação. Desta comparação foi possível concluir que a não consideração da liberação de CO_2 pelo banho na resolução deste tipo de problema acarreta uma diferença significativa nas temperaturas e fluxos de energia estimados dentro do forno, quando comparados com valores medidos. Ainda mais importante, o uso de um modelo não cinza de radiação sem a consideração da massa extra de CO_2 na cavidade leva às maiores diferenças entre resultados numéricos e experimentais, mesmo para o caso de menor liberação de CO_2 pelo banho. Esta conclusão é importante ao demonstrar que um maior detalhamento no tratamento da radiação não fornece resultados mais reais se a liberação de CO_2 pelo banho não for considerada.

Nos modelos que incluem a liberação de CO_2 pelo banho, o uso dos coeficientes de Smith et al. (1982), aplicáveis para a relação de concentração molar de $\text{H}_2\text{O}/\text{CO}_2$ igual a 2, quando comparados aos coeficientes de Johanssen et al. (2011), com aplicabilidade para a mesma relação na faixa de 0,25 a 2,0 apresentou uma diferença da ordem de 2% nos resultados, referentes a temperaturas e fluxos dentro da cavidade, não sendo considerada muito significativa. É importante ressaltar aqui que o uso de uma resolução não cinza para a radiação com a liberação de CO_2 pelo banho não foi analisada neste trabalho, e pode fazer esta diferença entre a consideração da relação molar de $\text{H}_2\text{O}/\text{CO}_2$ mais significativa na estimativa dos resultados.

O modelo numérico mostrou-se bastante satisfatório na resolução do problema abordado, permitindo simular o sistema em diferentes condições de funcionamento, com um custo bastante baixo. Os resultados obtidos em muito contribuíram para um melhor entendimento do problema, para discussão e aporte de novas soluções. A associação da parte experimental à parte numérica foi positiva no

sentido de trazer a experiência prática, de campo, além de colocar o problema dentro das suas reais fronteiras.

Como última consideração, destaca-se que a aplicação destes resultados pode ser estendida a fornos de produção de vidros, tendo em vista que o Caso 2 analisado apresentou uma liberação de CO_2 pelo banho equivalente à liberação documentada para a produção de diversos tipos de vidros.

7.2 Recomendações de trabalhos futuros

Alguns aprimoramentos interessantes podem ser realizados na experimentação e modelagem realizados nesta tese e são sugeridos como trabalhos futuros:

- Levantamento de dados de um número maior de pontos de operação com diferentes liberações de CO_2 pelo banho;
- Modelagem da radiação dos gases através de modelos não cinzas considerando a liberação de CO_2 pelo banho na composição dos gases;
- Desenvolver o modelo para consideração de reações químicas da combustão com um maior número de passos, possibilitando a análise de produção de poluentes e incluir equilíbrio químico para melhor prever a concentração de espécies majoritárias;
- Aprimoramento do modelo numérico do banho de produto em fusão dentro do forno para tratamento como meio fluido semitransparente;
- Aplicar o modelo a fornos de diferentes tamanhos e geometrias, como no caso dos fornos de produção de fritas cerâmicas, onde a chama atinge diretamente a matéria-prima sólida, fazendo esta escoar para o interior do banho,
- Considerar efeitos da interação turbulência-radiação;
- Comparar resultados com solução linha-por-linha do problema espectral a fim de comparar apenas a influência dos modelos de radiação.

Referências

- ABBASSI, A.; KHOSHMANESH, K.; *Numerical simulation and experimental analysis of an industrial glass melting furnace*; Applied Thermal Engineering, v.28, p.450-459, 2008.
- AHANJ, M. D.; RAHIMI, M.; ALSAIRAFI, A. A.; *CFD modeling of radiant tube heater*; International Communications in Heat and Mass Transfer, v. 39, p. 432-438, 2012.
- AL-ABBAS, A. H.; NASER, J.; DODDS, D.; *CFD modeling of air-fired and oxy-fuel combustion of lignite in a 100 kW furnace*; Fuel, v.90, p.1778-1795, 2011.
- AL-ABBAS, A. H.; NASER, J.; DODDS, D.; *CFD modeling of air-fired and oxy-fuel combustion in a large scale furnace at Loy Yang A brown coal power station*; Fuel, v.102, p.646-665, 2012.
- ANDERSON, J. D. JR; *Computational fluid dynamics: The basics with applications*; McGraw-Hill, New York, 1995.
- AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS; Resolução ANP N°16, de 17/06/2008 – DOU 16/06/2008.
- AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS; *Standard test method for measuring and compensating for emissivity using infrared imaging radiometers*; ASTM, E 1933–99a, 2000.
- AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS; *Standard test methods for measuring and compensation for reflected temperature using infrared imaging radiometers*; ASTM, E 1862-97, 2010.
- AKIYOSHI, M. M.; SILVA, A. P.; SILVA, M. G.; PANDOLFELLI, V. C.; *Condutividade térmica e sua correlação com a temperatura e a massa específica volumétrica de materiais refratários sílico-aluminiosos e aluminiosos*; Cerâmica, São Paulo, V.47, p.19-27, 2001.
- AUCHET, O.; RIEDINGER, P.; MALASSE, O.; IUNG, C.; *First-principles simplified modeling of glass furnaces combustion chambers*; Control Engineering Practice, v.16, p.1443-1456, 2008.

Balanço energético nacional; Ministério de Minas e Energia; 2012

BARLOW, R. S.; KARPETIS, A. N.; FRANK, J. H.; *Scalar profiles and NO formation in laminar opposed flow partially premixed methane/air flames*; Combustion and Flame, v. 127, p.2102-2118, 2001.

BAUKAL, C. E.; *Heat transfer in industrial combustion*; CRC Press LLC, 2000.

BEATTIE, J. R.; COEN, E.; *Spectral emission of radiation by glass*; Brit Journal Applied Physical, v.11, p.151-157, 1960.

BLAZEK, J. *Computational fluid dynamics: Principles and applications*; Elsevier, 440p., 2001.

BURKE, S. P.; SCHUMANN, T. E. W.; *Diffusion flames*; Industrial and Engineering Chemistry, v. 20, n. 10, p. 998-1004, 1928.

CARMONA, M.; CROTÉS, C.; *Numerical simulation of a secondary aluminum melting furnace heated by a plasma torch*; Journal of Materials Processing Technology, v.214, p.334-346, 2014.

CARVALHO, M. G.; NOGUEIRA, M.; *Improvement of energy efficiency in glass-melting furnaces, cement kilns and baking ovens*; Applied Thermal Engineering, v.17, p.921-933, 1997.

CAVIDAD, F.; HERRERA, B.; AMELL, A.; *Numerical simulation of the flow streams behavior in a self-regenerative crucible furnace*; Applied Thermal Engineering, v.30, p.826-832, 2010.

CHARNOCK, H.; *Experimental and theoretical comparison of radiation conductivity predicted by steady state theory with the effective under periodic temperature conditions*; Journal of the American Ceramic Society, p.313,317, 1961.

CHURCHILL, S. W.; CCHU, H. H. S.; *Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plate*; International Journal of Heat and Mass Transfer, v.18, p.1323-1329, 1975.

DANON, B.; CHO, E. S.; DE JONG, W.; ROEKAERTS, D. J. E. M.; *Numerical investigation of burner positioning effects in a multi-burner flameless combustion furnace*; Applied Thermal Engineering, v. 31, p. 3885-3896, 2011.

DEBELLIS, C. J.; *Effect of refractory emittance in industrial furnaces*; Fundamentals of Radiation Heat Transfer, v.160, p.105-115, 1991.

DORIGON, L. J.; DUCIAK, G.; BRITTES, R.; CASSOL, F.; GALARÇA, M.; FRANÇA, F. H. R.; *WSGG correlations based on HITEMP2010 for computation of thermal radiation in non-isothermal, non-homogeneous H₂O/CO₂ mixtures*; International Journal of Heat and Mass Transfer, v.64, p.863-873, 2013.

FABER, A., J.; *Optical properties and redox state of silicate glass melts*; C. R. Chimie, v.5, p.705-712, 2002.

FERZIGER, J. H.; PERIC, M.; *Computational Methods for Fluid Dynamics*; Springer, 3rd edition, 2003.

FLETCHER C. A. J.; FLETCHER C. A.; *Computational Techniques for Fluid Dynamics, Vol 1: Fundamentals and General Techniques*; Springer., 2nd editio, 2004.

FRASSOLDATI, A.; CUOCI, A.; FARAVELLI, T.; RANZI, E.; FERRARIS, G. B.; *Robust and efficient numerical methods for the prediction of pollutants using detailed kinetics and fluid dynamics*; Computer Aided Chemical Engineering, v.28. p.707-711, 2009.

GARDON, R.; *The emissivity of transparent materials*; Journal of the American Ceramic Society, v. 39, p.278-287, 1956.

GARDON, R.; *A review of radiant heat transfer in glass*; Journal of the American Ceramic Society, v.44, p.305-312, 1961.

GENZEL, L.; *Measurement of the infrared absorption of glass between 20°C and 1360°C*, Glustech Br, v.24, 1951.

GENZEL, L.; *Calculation of radiation conductivity of glasses*; Glustech. Ber, v.26, p.69-71, 1953.

GLS-BREF; *Revised reference document on best available techniques in the Glass Manufacturing Industry, Integrated Pollution Prevention and Control*; 2009.

MCADAMS W. H.; *Heat Transmission*; 3rd ed., McGraw-Hill, New York, 1954, Chap. 7.

GOPALAKRISHNAN, S.; THESS, A.; *A simplified mathematical model of glass melt convection in a cold crucible induction melter*; International Journal of Thermal Sciences, v.60, p.142-152, 2012.

GROVE, F. J.; JELLYMAN, P. E.; *The infrared transmission of glass in the range from room temperature to 1400°*; Journal Soc. Glass Technol., v. 39, 1955.

Guia de expressão de incertezas em medições; ISO, 2008.

HOTTEL, H. C.; SAROFIM, A. F.; *Radiative transfer*; McGraw-Hill, New York, 1967.

HOWARD, J. N.; Proc. I. R. E., v.47, p.1451, 1959.

HOWELL, J. R.; *Application of Monte Carlo to heat transfer problems*; Advances in Heat Transfer, v.5, Academic Press, New York, 1968.

HUBBLE, D. H.; *The making shaping and treating of steel*; Pittsburgh, PA, USA, 11th edition, 1998.

IBARRA, O. D; ABAD, P.; MOLINA, A.; *Design of a day tank glass furnace using a transient model and steady-state computation fluid dynamics*; Applied Thermal Engineering, v.52, p.555-565, 2013.

IEA - International Energy Agency. *Tracking Industrial Energy Efficiency and CO₂ Emissions*; 2007.

IIISI - International Iron and Steel Institute; *World steel in figures*; Brussels; Belgium; 2006.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S.; *Fundamentos de transferência de calor e de massa, Livros Técnicos e Científicos Editora S. A., sexta edição*, 2008.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARTIZATION;
Condition monitoring and diagnostics of machines – Requirements for qualification and assessment of personnel - Part – 7: Thermography; ISO 18436-7, 2008.

JACOUTOT, L.; FAUTRELLE, Y.; GAGNOUD, A.; BRUN, P.; LACOMBE, J.; *Numerical modeling of coupled phenomena in a mechanically stirred molten-glass bath heated by induction*; Chemical Engineering Science, v.63, p.2391-2401, 2008.

JOHANSSON, R.; LECKNER, B.; ANDERSSON, K.; JOHNSON, F.; *Account for variations in the H₂O to CO₂ molar ratio when modeling gaseous radiative heat transfer with the weighted-sum-of-gray-gases model*; Combustion and Flames, v.158, p.893-901, 2011.

KELLETF, B. S.; *Transmission of radiation through glass in tank furnaces*; Journal Society of Glass Technology, v.36, p.115-128, 1952.

KHAZAEI, K. A.; HAMIDI, A. A.; RAHIMI, M.; *Numerical investigation of fuel dilution effects on performance of the conventional and he highly pre-heated and diluted air combustion furnaces*; Chinese Journal of Chemical Engineering, v. 17, p. 711-726, 2009.

KHOSHHAL, A.; RAHIMI, M.; ALSAIRAFI, A. A.; *CFD study on influence of fuel temperature on NO_x emission in a HITAC furnace*; International communications in Heat and Mass Transfer, v.38, p.1421-1427, 2011.

KIM, O. J.; SONG, T. H.; *Data Base of WSGGM-based spectral model for radiation properties combustion products*; Journal of Quantitative Spectroscopy and Radiative Transfer, v.64, p.379-394, 2000.

KRISHNAMOORTHY, G.; *A new weighted-sum-if-gray-gases model for CO₂-H₂O gas mixtures*; International Communications in Heat and Mass Transfer, v.37, p.1182-1186, 2010.

LAUNDER, B. E.; SPALDING, D. B.; *The numerical computation of turbulent flow*; Comp. Meth, Appl. Mech. Eng., v.3, p.269-289, 1974.

LIBBY, P. A.; WILLIAMS, F. A.; *Turbulent reacting flows*; Academic Press, London, 1994.

LOCKWOOD, F. C.; SHAH, N. G.; *A new radiation solution method for incorporation in general combustion prediction procedures*; 18th Symposium (Int.) on Combustion. The Combustion Institute, Pittsburgh, PA, p.1405-1414, 1981.

LUDWIG, G.; *Measurement of infrared absorption of glass between 20°C and 1360°C*; Glustech. Ber., v.24, p.55-63, 1953.

MAGNUSSEN, B. F.; *On the structure of turbulence and a generalized eddy dissipation concept for chemical reactions in turbulent flow*; 19th AIAA Sc. Meeting, St. Louis, USA, 1981.

MALISKA C. R; *Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional*; LTC - Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 2 edição, 2004.

MASE, H.; ODA, K.; *Mathematical model of glass tank furnace with batch melting process*; Journal of Non-Crystalline Solids, v.38-39, part 2, p.907-812, 1980.

MATHIEU, J.; SCOTT, J.; *An introduction to turbulent flow*; Cambridge University Press, United Kingdom, 2000.

MAURENTE, A.; VIELMO, H. A.; FRANÇA, F. H. R.; *Comparison of the standard weighted-sum-of-gray-gases with the absorption-line blackbody distribution function for the computation of radiative heat transfer in H₂O/CO₂ mixtures*; Journal of Quantitative Spectroscopy & Radiative Transfer, v.109, p.1758-1770, 2008.

MODEST, M. F.; *Radiative heat transfer*; Academic Press, London, United Kingdom, 2003.

NEUROTH, N.; *Effect of temperature on spectral absorption of glasses in the infrared*; Glustech Ber, v.25, p.242-249, 1952.

NICOLAU, V. P.; GUTHS, S.; *Medição de velocidade de escoamentos com o Tubo de Pitot*; Laboratório de Ciências Térmicas, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 2001.

NIECKELE, A. O.; NACCACHE, M. F.; GOMES, M. S. P.; *Combustion performance of an aluminum melting furnace operating with natural gas and liquid*; Applied Thermal Engineering, v.41, p.841-851, 2011.

OBA, R. POSSAMAI, T. S.; NICOLAU, V. P.; *Thermal analysis of a tunnel kiln used to produce roof tiles*; Applied Thermal Engineering, v.63, p.59-65, 2014.

ORAN E. S.; BORIS J. P.; *Numerical Simulation of Reactive Flows*; Cambridge University Press, 2nd edition, 2000.

PATANKAR, S. V.; *Numerical heat transfer and fluid flow*; McGraw-Hill, 2nd edition, New York, USA, 1980.

PEACEY, J. G.; DEVENPORT, W. G.; *The iron blast furnace: Theory and practice*; Oxford, New York, Pergamon Press, p.251, 1979.

PEGDEN, C. D.; SHANNON, R. E.; SADOWSKI, R. P.; *Introduction to simulation using SIMAN*; McGraw-Hill, New York, USA, 2nd edition; 1990.

PERRY, J. H.; *Chemical Engineers handbook*; McGraw-Hill, 7th edition, New York, USA, 1997.

PLANSON, R. J.; *A century of melting and pouring improvements*; Foundry Management and Technology, 1992.

POSSAMAI, T. S.; OBA R.; NICOLAU V. P.; *Numerical and experimental thermal analysis of an industrial kiln used for frit production*; Applied Thermal Engineering. V.48, p. 414-425, 2012.

PONSICH, A.; AZZARO-PANTEL, C.; DOMENECH, S.; PIBOULEAU, L.; PIGEONNEAU, F.; *A systemic approach for glass manufacturing process modeling*; Chemical Engineering and Processing: Process Intensification. V.8, p.1310-1320, 2009.

PRESTON, F. W.; *The behavior and misbehavior of glass in tanks*; Bull. Am. Ceram. Soc. V.15, 1936.

PRESTON, F. W.; *The meaning of the term diathermancy and the heating of glass in tank furnaces*; J. SOC. Glass Technol., v.31, p. 143-140, 1947.

PYE, L. D.; MONTENERO, A.; JOSEPH, I.; *Properties of glass-forming melts*; Taylor & Francis Group, 2005.

RHIE, C. M.; CHOW, W. L.; *Numerical study of the turbulent flow past an airfoil with trailing edge separation*; AIAA Journal, v.21, p.1525-2535, 1983.

RICHET, P.; BOTTINGA, Y.; TÉQUI, C.; *Heat capacity of sodium silicate liquids*; Journal of the American Ceramic Society, v. 67, 1984.

ROBINSON, G. D.; Quart. J. Roy. Meteorol Soc, v.77, p.153, 1951.

ROTHMAN, L. S.; GAMACHE, R. R.; TIPPING, R. H.; RINSLAND, C. P.; SMITH, M.; BENNER, D. C., *The HITRAN molecular database-editions of 1991 and 1992*; Journal of Quantitative Spectroscopy and Radiative Transfer, v.48, p.469-507, 1992.

ROTHMAN, L. S.; RINSLAND, C. P.; GOLDMAN, A.; MASSIE, S. T.; EDWARDS, D. P.; FLAUD, J. M.; PERRIN, A.; CAMY-PEYRET, C.; DANA, V.; MANDIN, J. Y.; SCHROEDER, J.; MCCANN, A.; GAMACHE, R. R.; WATTSON, R. B.; YOSHINO, K.; CHANCE, K. V.; JUCKS, K. W.; BROWN, L. R.; NEMTCHINOV, V.; VARANASI, P.; *The HITRAN molecular spectroscopy database and HAWKS (HITRAN atmospheric workstation): 1996 edition*; Journal of Quantitative Spectroscopy and Radiative Transfer, v.60, p.665-710, 1998.

ROTHMAN, L. S.; GORDON, I. E.; BARBER, R. J.; DOTHE, H.; GAMACHE, R. R.; GOLDMAN, A.; PEREVALOV, V. I.; TASHKUN, S. A.; TENNYSON, J.; *HITEMP, the high-temperature molecular spectroscopic database*; Journal of Quantitative Spectroscopy and Radiative Transfer, v.111, p.2139-2150, 2010.

SARDESHPANDE, V.; ANTHONY, R.; GAITONDE, U.; BANERJEE, R.; *Performance analysis for glass furnace regenerator*; Applied Energy, v.88, p. 4451-4458, 2011.

SCHMITZ, A.; KAMINSKI, J.; SCALET, B. M.; SORIA, A.; *Energy consumption and CO₂ emissions of European glass industry*; Energy Policy, V39, p. 142-155, 2011.

SHELBY, J. E.; *Introduction to glass science and technology*; RS-C: Advancing the chemical sciences, 2nd edition, New York; 2005.

SIEGEL, R.; HOWELL, J.; *Thermal radiation heat transfer*; Taylor & Francis, New York, USA, 4th edition, 2002.

SIVATHANU, Y. R.; GORE, J. P.; *Effects of gas band radiation on soot kinetics in laminar methane / air diffusion flames*; Combustion and Flame, v.110, p.256-263, 1997.

SMITH, T. F.; SHEN, Z. F.; FRIEDMAN, J. N.; *Evaluation of coefficients for the weighted sum of gray gases model*; Journal of Heat Transfer, v.104, p. 602-608, 1982.

SOLOVJOV, V. P.; WEBB, B. W.; *Prediction of radiative transfer in an aluminum, recycling furnace*; Journal of Institute of Energy; v.78, p.18-26, 2005.

STEFANIDIS, G. D.; MERCI, B.; HEYNDERICKX, G. J.; MARIN, G. B.; *Gray/nongray gas radiation modeling in steam cracker CFD calculations*; AIChE Journal, v.53, p.1658-1669, 2007.

STEFANIDIS, G. D.; VAN GEEM, K. M. HEYNDERICKX, G. J., MARIN, G. B.; *Evaluation of high-emissivity coatings in steam cracking furnaces using a non-grey gas radiation model*; Chemical Engineering Journal, v.137, p.411-421, 2008.

VAIL, J. G.; WILLS, J. H.; *Soluble silicates: Their properties and uses*; American Chemical Society: Monograph series, Reinhold Publishing Corporation, New York, USA, 1952.

VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W.; *An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume methods*; Longman Scientific & Technical, England, 1995.

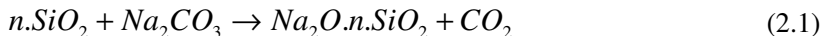
WALTHER, A.; DORR, J.; ELLER, E.; *Mathematical calculation of temperature distribution in a glass melt due to heat conduction and radiation*; Glustech. Ber, v.26, p.133-140, 1953.

WEBSTER, P. D.; *Fundamentals of foundry technology*; Portcullis Press, 1980.

YOON, K.; CHANG, H.; KIM, T.; *Study on the radiative transfer through non-gray gas mixtures within an irregular 3-D enclosure by using the modified weighted sim of gray gas method*; Journal of Mechanical Science and Technology, v.24, p.1531-1536, 2010.

Anexo A - Propriedades do banho e paredes refratárias

O banho dentro do forno é formado unicamente através da reação já apresentada no Capítulo 2, repetida aqui na forma da Equação (2.1):



Para os cálculos envolvendo energia, diversas propriedades do banho são necessárias, nas diferentes relações de n (1,0 e 3,3). Essas propriedades foram estimadas com base em dados da literatura e estão apresentadas na sequência.

A.1. Banho

A.1.1. Calor específico

A Tabela A.1 apresenta valores de calor específico a pressão constante para quatro relações (n), de sílica e carbonato de sódio, em função da temperatura do banho. Uma interpolação linear foi utilizada para as relações analisadas neste trabalho e que não constam da tabela.

A.1.2. Calor latente e energia de reação

Fontes da literatura apontam valores de calor latente de fusão dos reagentes considerados separadamente. Uma ponderação através da reação de formação do silicato de sódio foi considerada para a estimativa do calor latente para as diferentes relações n . Os valores estimados de calor latente de fusão estão apresentados na Tabela A.2. Na reação indicada pela Equação (2.1), ocorre uma liberação de energia. Esta liberação foi considerada diretamente no calor latente de fusão. O calor latente de fusão do silicato de sódio para as diferentes relações n apresentado na Tabela A.3 foi calculado através da soma ponderada pelo número de mols dos calores latente de fusão de cada componente adicionada à energia liberada na reação, estes últimos apresentados na Tabela A.2.

Tabela A. 1 - Calor específico a pressão constante de silicato de sódio líquido.

<i>n</i>	<i>c_p</i> [J/g K] na faixa de temperatura [°C]			
	1	2	3	4
700 - 800	1,346	1,597	1,417	1,338
800 - 900	1,339	1,536	1,416	1,362
900 - 1000	1,556	1,488	1,417	1,381
1000 - 1100	1,608	1,456	1,418	1,395
1100 - 1200	1,522	1,438	1,421	1,404
1200 - 1300	1,476	1,434	1,424	1,407
1300 - 1400	1,469	1,445	1,429	1,405
1400 - 1500	1,501	1,471	1,435	1,397

Fonte: Richet et al (1984) e Botting e Tequi (1984)

Tabela A. 2 - Valores de calor latente de fusão dos materiais envolvidos.

Material	Calor latente de fusão (kJ/mol)	Energia liberada na reação
SiO ₂	14,21	21,54 kJ/mol de Na ₂ O
Na ₂ CO ₃	29,26	

Fonte: Perry (1997).

Tabela A. 3 - Valores de calor latente de fusão estimados para o banho de silicato de sódio nas relações n consideradas.

n	Calor latente de fusão (kJ/kg)
1,0	208
3,3	224

A.1.3. Viscosidade dinâmica e densidade

A viscosidade dinâmica e a densidade de um banho de silicato de sódio para as composições analisadas neste trabalho estão apresentados na Figura A.1, em função da temperatura. Os dados foram obtidos de Pye et al. (2005), através de uma coletânea de dados de diversos trabalhos científicos ao longo dos anos.

A.1.4. Condutividade térmica efetiva

A condutividade térmica efetiva do banho pode estimada com base no coeficiente de absorção espectral do material. A distribuição do coeficiente de absorção de um banho de SiO₂ e Na₂O não foi encontrada, sendo então admitido um comportamento idêntico ao de vidro de janela, disponível na literatura (Gardon, 1961; Faber, 2002; Gardon, 1956) e apresentado na Figura 2.9, no Capítulo 2. Para o banho analisado, a condutividade térmica efetiva adotada está apresentada na Figura A.2, com base nos trabalhos de Abassi (2007) e Mase e Oda (1980).

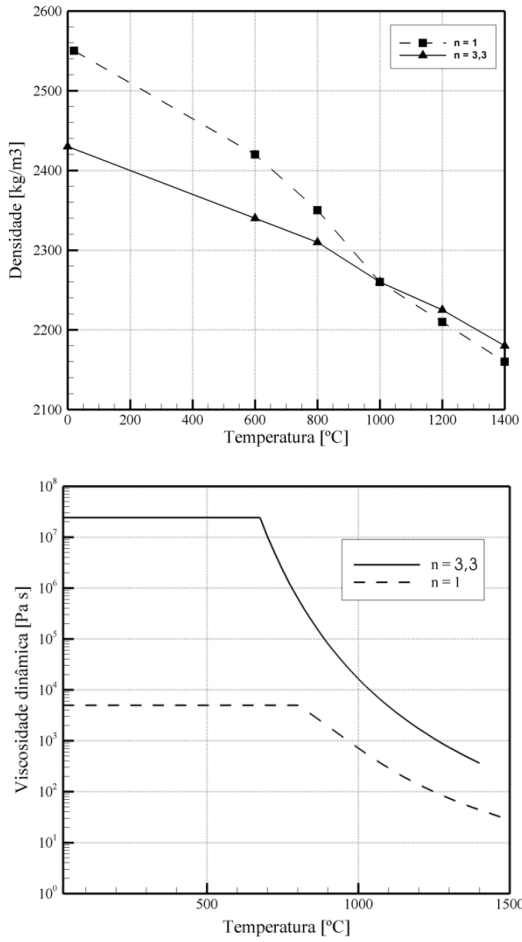


Figura A. 1 - Densidade e viscosidade dinâmica para o banho, nas relações $n = 1,0$ e $n = 3,3$.

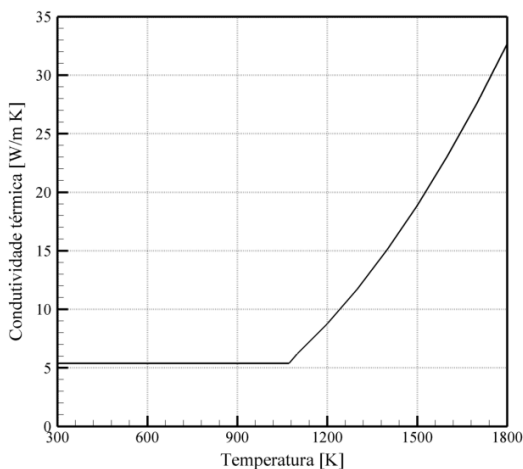


Figura A. 2 - Condutividade térmica do banho em função da temperatura.

A.2. Paredes refratárias e isolante externo

A Figura A.3 apresenta a condutividade térmica de diversos tijolos refratários comerciais, em relação a sua massa específica.

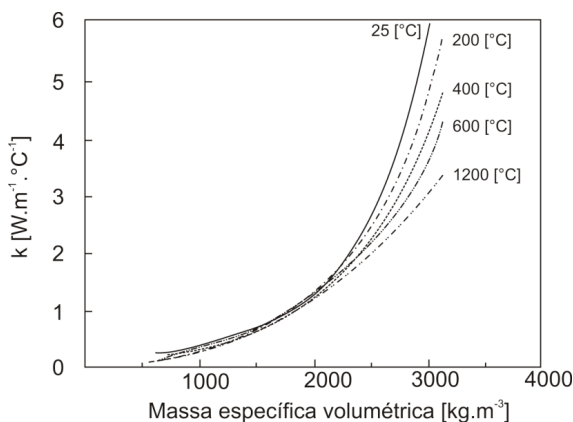


Figura A. 3 - Condutividade térmica em função da temperatura e da massa específica volumétrica de refratários comerciais usados na construção de fornos de alta temperatura. Adaptado de Akiyoshi et al. (2001).

Ambos os tijolos usados no forno são de baixa densidade, abaixo de 2000 kg/m^3 . Assim, foi considerado neste trabalho a condutividade térmica de $1,0 \text{ W/(mK)}$ para o refratário interno e $0,7 \text{ W/(mK)}$ para o isolante de alumina externo.

Para a parte interna do refratário, a emissividade foi considerada de acordo com dados apresentados na Tabela 2.3, repetida abaixo. Devido à incerteza na composição do tijolo, uma emissividade média de 0,5 foi considerada para a superfície interna de todas as paredes do forno.

A emissividade da parede externa de refratário, presente no teto e frente do forno foi estimada em 0,8, uma vez que a temperatura medida nestas superfícies foi da ordem de 300°C . Para a emissividade das superfícies externas do forno, a emissividade foi medida com o auxílio de uma câmera termográfica. Os valores estimados estão apresentados no Capítulo 4.

Tabela 2. 4- Valores de emissividade total hemisférica de materiais usados em paredes refratárias de fornos de alta temperatura.

Material	Temperatura [° C]									
	200	430	760	870	980	1090	1320	1540		
Refratário ¹	0,90	0,90	-	0,81	-	0,76	0,72	0,68		
Tijolo de sílica ¹	-	-	-	0,82-0,65	-	0,78-0,60	0,74-0,57	0,67-0,52		
Tijolo de alta alumina ¹	0,85	0,79	-	0,50	-	0,44	-	-		
Tijolo de mulita ¹	-	-	-	0,53	-	0,53	0,62	0,63		
Manta de fibra cerâmica ²	-	-	0,40	0,37	0,34	-	-	-		
Tijolo de alumina ²	-	-	0,62	0,54	0,51	-	-	-		
Refratário denso ²	-	-	0,82	-	0,72	0,65	-	-		

Fonte: Adaptado de Hubble, 1998¹ e DeBellis, 1991²

Anexo B - Incerteza de medição

Este anexo apresenta as incertezas relacionadas com as medições realizadas em campo no forno de fusão de silicato de sódio estudado. A análise de incerteza foi baseada no Guia de Expressão de Incerteza em Medições (ISO, 2008). Primeiramente, a teoria relacionada com a estimativa de incertezas aplicável ao problema é apresentada. Na sequência as incertezas estimadas para cada variável em cada medição são indicadas.

B.1. Teoria

Dois tipos de medições podem ser realizadas: medições diretas e medições indiretas. Medições diretas correspondem a medições onde a indicação resulta da aplicação do sistema de medição sobre o mensurando. Medições indiretas se caracterizam pela utilização da indicação do sistema de medição através de expressões matemáticas para a obtenção da variável desejada.

Neste trabalho se classificam como medições diretas as medidas de temperatura com termopares e a análise de gases através do analisador de gases. Como medições indiretas estão às medições de vazão com o tubo de Pitot e as medições de temperatura com a câmera infravermelha e com o radiômetro. Na primeira, pressão dinâmica é medida e usada para o cálculo da vazão mássica e na segunda a intensidade de radiação é medida e usada para o cálculo da temperatura.

B.1.1. Estimativa da incerteza padrão

Incerteza padrão (u) é o nome dado para a faixa de dispersão em torno de um valor central medido, equivalente ao desvio padrão de um erro aleatório. Cada fonte de incerteza da medição é considerada a partir de sua incerteza padrão. O Guia descreve duas técnicas para determinação de incerteza padrão. A primeira, denominada de “Avaliação de erro tipo A” consiste na estimativa da incerteza a partir de meios estatísticos. A segunda, “Avaliação de erro tipo B”, usa informações conhecidas a priori sobre o comportamento do erro. Elas são resumidas a seguir.

B.1.1.1 Tipo A

O erro de tipo A é determinado a partir de valores medidos repetitivamente do mensurando, sendo equivalente ao desvio padrão. Para uma variável “ X ”, aleatória, sendo medida, as Equações (B.1) a (B.3) apresentam a estimativa do seu valor médio (\bar{X}), desvio padrão ($s(X)$) e incerteza padrão ($u(X)$) para “ n ” medidas estatisticamente independentes.

$$\bar{X} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n X_i \quad (\text{B.1})$$

$$s(X) = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})^2}{n-1}} \quad (\text{B.2})$$

$$u(X) = s(\bar{X}) = \frac{s(X)}{\sqrt{n}} \quad (\text{B.3})$$

O número de graus de liberdade de cada fonte de incerteza (ν) é definido como

$$\nu = n - 1 \quad (\text{B.4})$$

B.1.1.2 Tipo B

Quando uma avaliação estatística como a apresentada acima não é possível, o erro associado com a medição é estimado com base em outros dados, como informações conhecidas a priori, e chamado de avaliação Tipo B.

Dentro deste tipo de avaliação, é aqui usada apenas a estimativa da incerteza padrão, com base no limite máximo de variação para a estimativa da incerteza ocorrida, devido à resolução dos equipamentos usados nas medições. Neste caso, uma distribuição de probabilidades uniforme é adotada como associada a este tipo de erro e a incerteza padrão é dada pela Equação (B.5). Nesta equação LS representa o limite superior e LI o limite inferior da resolução do equipamento. O grau de liberdade considerado é infinito para este caso.

$$u(T) = \frac{LS - LI}{2\sqrt{3}} \quad (\text{B.5})$$

B.1.1.3. Combinação de efeitos

O cálculo dos erros de todas as possíveis fontes de erro é realizado com a combinação das incertezas padrões de cada fonte de erro, estimadas com base na teoria acima. Para efeitos estatisticamente independentes e medições diretas, a incerteza padrão combinada é dada pela Equação (B.6). São considerados efeitos estatisticamente independentes, efeitos que não apresentam relação alguma entre si, ou seja, a variação de um não influencia no outro.

$$u_c = \sqrt{u_1^2 + u_2^2 + \dots + u_p^2} \quad (\text{B.6})$$

Na medição indireta, o valor associado ao mensurando é determinado a partir da combinação de duas ou mais grandezas, por meio de expressões matemáticas. Considerando grandezas estatisticamente independentes, seja uma grandeza G calculada em função de diversas grandezas de entrada relacionadas:

$$G = f(x_1, x_2, x_3, \dots) \quad (\text{B.7})$$

A incerteza combinada da grandeza G é estimada por:

$$u^2(G) = \left(\frac{\partial f}{\partial x_1} u(x_1) \right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial x_2} u(x_2) \right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial x_3} u(x_3) \right)^2 + \dots \quad (\text{B.8})$$

Para ambos os tipos de medições, o número de graus de liberdade efetivo é dado pela Equação (B.9). A incerteza padrão combinada dada pela Equação (B.8) corresponde ao desvio padrão resultante da ação combinada das várias fontes de incerteza da medição.

$$\frac{u_c^4}{v_{ef}} = \frac{u_1^4}{v_1} + \frac{u_2^4}{v_2} + \dots + \frac{u_p^4}{v_p} \quad (\text{B.9})$$

Uma distribuição de Student é assumida para os efeitos de incerteza combinados e a incerteza padrão combinada é multiplicada pelo coeficiente de Student para nível de confiabilidade de 95,45%, associado aos graus de liberdade efetivos calculado pela Equação (B.9). Essa variável é denominada então incerteza padrão expandida, dada pela Equação (B.10). A incerteza expandida corresponde a faixa de valores que enquadra a incerteza com nível de confiança de 95,45%.

$$U_{95\%} = u_c k_{95\%} \quad (\text{B.10})$$

B.2. Estimativa das incertezas expandidas nas medições realizadas

Na sequência, cada variável medida é apontada com sua respectiva tabela de balanço de incertezas. Este método não foi aplicado apenas no cálculo da incerteza da medição de temperatura com a câmera infravermelha, onde uma metodologia diferente foi aplicada, descrita mais adiante.

B.2.1. Temperaturas

Nas medidas de temperatura obtidas com termopares, foram consideradas duas fontes de erros: os erros de repetitividade (Tipo A) e o erro da resolução da escala (Tipo B). Para todos os balanços de incerteza, os três casos experimentais coletados estão apresentados em conjunto.

A Tabela B.1 apresenta o balanço de incertezas para as medições de temperatura do ar pré-aquecido. A resolução do termômetro utilizado foi de 0,1°C. Para assegurar medições independentes, a cada novo ponto de medição o termopar foi retirado e recolocado dentro do tubo de ar pré-aquecido com tempo de espera para estabilização do sensor de aproximadamente 3 minutos. O balanço de incerteza para as medições de temperatura da chaminé estão apresentados na Tabela B.2. Um termopar tipo S foi usado acoplado a um termômetro de resolução de 1°C. Assim como nas medidas de temperatura de ar pré-aquecido, a cada nova medição o termômetro foi retirado e recolocado dentro da base da chaminé do forno, através de duas entradas diferentes. O tempo de estabilização para a medição foi de 10 minutos.

Tabela B. 1 - Incertezas associadas com a medição de temperatura de pré-aquecimento do ar de combustão (°C).

Símbolo	Fonte de erro	Tipo de distribuição	Incerteza padrão			Graus de liberdade		
			Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 1	Caso 2	Caso 3
u_{Re}	Repetitividade	Normal	0,472	0,203	0,203	3	5	5
u_R	Resolução	Retangular	0,0144	0,0144	0,0144	∞	∞	∞
u_c	Incerteza padrão combinada	Normal	0,472	0,204	0,204	3	5	5
$U_{95\%}$	Incerteza expandida (95%)	Normal	1,6	0,7	0,7	-	-	-

B.2.2. Vazões

Nas medidas de vazão, também foram consideradas duas fontes de erros: os erros de repetitividade (Tipo A) e o erro da resolução da escala (Tipo B). Para a medição de vazão de combustível, um rotâmetro instalado na empresa foi usado. A resolução do rotâmetro era de 2,5 Nm³/h. A repetitividade não foi considerada para o rotâmetro, pois não houve variação visível na escala do equipamento durante todo o período das medições de cada caso. Para todos os balanços de incerteza, os três casos experimentais coletados estão apresentados em conjunto. A Tabela B.3 apresenta as incertezas associadas à medição de vazão de gás natural.

As incertezas para a vazão do comburente medida com um Tubo de Pitot e micromanômetro, antes do pré-aquecimento, estão apresentadas na Tabela B.4. O micromanômetro possui resolução de 1 Pa. Para a vazão medida com o Pitot foram consideradas a repetitividade das medidas de pressão, a resolução da escala do micromanômetro e a resolução de escala da trena utilizada para medição do diâmetro do tubo.

B.2.3. Composição dos gases na chaminé

A Tabela B.5 apresenta a incerteza para cada componente dos gases medidos na base da chaminé. Apenas as composições de CO₂, CO, O₂ e NO foram consideradas. A queima ocorre entre gás natural e ar ambiente.

B.2.4. Análise de sensibilidade das medições com a câmera infravermelha

A incerteza padrão expandida fornecida pelo fabricante da câmera infravermelha é de 2°C. A medição é, contudo, influenciada por quatro variáveis inseridas na configuração da câmera para medição: emissividade, temperatura refletida aparente, distância do alvo e umidade do ar. Devido à dificuldade de analisar a incerteza padrão combinada dessas variáveis na medição da câmera, um método diferente foi adotado. Uma análise de sensibilidade foi realizada com os resultados medidos pela câmera para cada variável citada e o erro foi estimado com base nesta análise.

Tabela B. 2 - Incertezas associadas com a medição de temperatura dos gases da chaminé (°C).

Símbolo	Fonte de erro	Tipo de distribuição	Incerteza padrão			Graus de liberdade		
			Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 1	Caso 2	Caso 3
u_{Re}	Repetitividade	Normal	1,077	1,253	1,095	4	9	9
u_R	Resolução	Retangular	0,144	0,144	0,144	∞	∞	∞
u_c	Incerteza padrão combinada	Normal	1,086	1,261	1,110	4	9	9
$U_{95\%}$	Incerteza expandida (95%)	Normal	3	4	3	-	-	-

Tabela B. 3 - Incertezas associadas com a medição de vazão de gás (Nm³/h).

Símbolo	Fonte de erro	Tipo de distribuição	Incerteza padrão			Graus de liberdade		
			Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 1	Caso 2	Caso 3
u_{Re}	Repetitividade	Normal	-	-	-	-	-	-
u_R	Resolução	Retangular	0,36	0,36	0,36	∞	∞	∞
u_c	Incerteza padrão combinada	Normal	0,36	0,36	0,36	∞	∞	∞
	Incerteza expandida (95%)	Normal	0,7	0,7	0,7	-	-	-

Tabela B. 4 - Incertezas associadas com a medição de vazão do comburente (m³/s); todos usam a distribuição normal.

Símbolo	Fonte de erro	Incerteza padrão			Graus de liberdade			Unidade
		Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 1	Caso 2	Caso 3	
$u_{c,Pitot,1}$	Ponto 1	0,220	0,445	0,433	2	2	3	Pa
$u_{c,Pitot,2}$	Ponto 2	2,375	1,966	0,629	2	2	3	Pa
$u_{c,Pitot,3}$	Ponto 3	4,588	4,531	1,224	2	2	3	Pa
$u_{c,Pitot,4}$	Ponto 4	5,270	5,465	4,497	2	2	3	Pa
	Velocidade média	0,097	0,072	0,120	0,5	0,5	0,5	m/s
	Área	0,00008	0,00008	0,00008	8	8	8	m ²
	Incerteza padrão combinada	0,00224	0,00236	0,00337	1	1	1	m ³ /s
$U_{95\%}$	Incerteza expandida (95%)	116	150	170	-	-	-	Nm ³ /h

Tabela B. 5 - Incertezas associadas com a medição de composição dos gases (% volumétrica).

Fonte de erro	Incerteza padrão						Unidade
	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 1	Caso 2	Caso 3	
Repetitividade - CO ₂	0,466	0,098	0,206	4	3	5	%
Resolução - CO ₂	0,0014	0,0014	0,0014	∞	∞	∞	%
Repetitividade - O ₂	0,436	0,140	0,117	4	3	5	%
Resolução - O ₂	0,0014	0,0014	0,0014	∞	∞	∞	%
Repetitividade - CO	1,281	10,539	6,837	4	3	5	ppm
Resolução - CO	0,289	0,289	0,289	∞	∞	∞	ppm
Repetitividade - NO	1,020	0,500	0,302	4	3	5	ppm
Resolução - NO	0,289	0,289	0,289	∞	∞	∞	ppm
Incerteza padrão combinada - CO ₂	0,466	0,982	0,2064	4	3	5	%
Incerteza padrão combinada - O ₂	0,436	0,140	0,117	4	3	5	%
Incerteza padrão combinada- CO	1,313	10,54	6,843	4	3	5	ppm
Incerteza padrão combinada- NO	1,060	0,577	0,380	4	3	5	ppm
Incerteza expandida (95%) - CO ₂	1,34	0,28	0,59	-	-	-	%
Incerteza expandida (95%) - O ₂	1,25	0,40	0,34	-	-	-	%
Incerteza expandida (95%) - CO	3,77	30,26	19,64	-	-	-	ppm
Incerteza expandida (95%) - NO	2,81	1,53	0,99	-	-	-	ppm

A medição da emissividade das superfícies medidas e da temperatura aparente refletida foi realizada conforme o método comentado no Capítulo 4. Apenas a emissividade da superfície externa do tijolo refratário não foi medida, sendo estimada com base na literatura. A umidade relativa medida no ambiente onde o forno estava em funcionamento foi de aproximadamente 60%. A distância entre a câmera infravermelha e a superfície sendo medida variou de 1 a 10 metros de distância. A Tabela B.6 apresenta a análise de sensibilidade para esses quatro fatores nas medições. O ponto de maior temperatura na superfície de menor emissividade foi analisado com relação a sua sensibilidade à variação destas variáveis. A decisão de analisar apenas este ponto é devido ao fato de as variações serem maiores neste ponto.

O parâmetro mais importante na análise de sensibilidade é a emissividade, como pode ser notado pela variação da temperatura com a sua variação. Variações grandes nos demais parâmetros influenciavam com um erro máximo de $2,8^{\circ}\text{C}$, representando menos de 1% de erro na temperatura. Devido a este fato, valores precisos da emissividade em medições termográficas são mais importantes que os demais parâmetros. Sendo assim, as maiores incertezas nas medições com a câmera infravermelha estão associadas às incertezas da emissividade. Com a medição direta da emissividade da superfície do isolante de alumina, a incerteza respectiva foi calculada com base na incerteza do aparelho e estimada em 0,01. A maior incerteza na emissividade decorreu da estimativa da emissividade da superfície do tijolo refratário, a partir da literatura. Porém, a variação na própria literatura é pequena, ficando abaixo de 0,1. A incerteza no fluxo de calor proveniente das paredes para o ambiente é estimada com base no pior caso, com a maior variação possível da emissividade para cada superfície medida. Com isto, a incerteza da medição da câmera infravermelha é resumida na Tabela B.7. Para as superfícies não cobertas pela termografia nos diferentes casos medidos, foi assumida uma incerteza igual a mesma da superfície medida em um dos demais casos. É importante destacar aqui que foi considerada a maior incerteza possível para todos os casos, sendo conservativos os valores de incerteza apresentados na Tabela B.7.

Tabela B. 6 - Análise de sensibilidade na medição de temperatura com a câmera infravermelha para o ponto de maior temperatura e menor emissividade.

Temperatura [°C]	ϵ ¹	D ² [m]	Parâmetro Umidade ³ [%]	TRA ⁴ [°C]	Diferença (°C)	Diferença (%)
315,1	0,8	2	60	44,5	0,0	0,0
315,1	0,7	2	60	44,5	27,0	8,6
315,1	0,9	2	60	44,5	-21,8	-6,9
315,1	0,8	1	60	44,5	-0,6	-0,2
315,1	0,8	10	60	44,5	2,8	0,9
315,1	0,8	2	40	44,5	-0,3	-0,1
315,1	0,8	2	80	44,5	0,3	0,1
315,1	0,8	2	80	60	1,6	0,5
315,1	0,8	2	80	25	-1,5	-0,5

¹ Emissividade

² Distância entre a câmera e a superfície medida

³ Umidade relativa do ar

⁴ Temperatura Aparente Refletida

Tabela B. 7 - Incertezas na medição de taxa de calor para cada superfície medida com a câmera infravermelha (kW).

	Teto	Direita	Esquerda	Piso	Fundo	Frente	Total
Caso 1	± 8,2	± 1,0	± 1,9	± 0,9	± 0,4	± 2,6	± 15,0
Caso 2	± 8,2	± 1,0	± 1,9	± 0,9	± 0,4	± 2,6	± 15,0
Caso 3	± 8,2	± 1,8	± 1,9	± 0,9	± 0,5	± 2,6	± 15,0

A mesma metodologia foi aplicada para a estimativa da incerteza para as medições da temperatura de saída do banho com o pirômetro, uma vez que o equipamento tem o mesmo princípio de funcionamento da câmera infravermelha.

B.2.5. Cálculo da incerteza na estimativa nas taxas de energia para o balanço de energia

As incertezas nas taxas de energia apresentadas na Tabela 4.7 foram calculadas diretamente da teoria da seção B.1.1, para medições indiretas, a partir das incertezas das variáveis que compõem cada taxa de energia. A mesma metodologia foi aplicada para os cálculos das incertezas na quantidade de CO₂ medido proveniente da combustão, na Tabela 4.4 e 4.5.